

# ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЙ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ ДОРОЖНЫХ МАШИН

## SUBSTANTIATION OF DESIGN PARAMETERS OF VARIABLE RIGIDITY CONNECTING PARTS OF ROAD MACHINES

*А. В. Вавилов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Строительные и дорожные машины» Белорусского национального технического университета, г. Минск, Беларусь*

*В. А. Малащенко, доктор технических наук, профессор Национального университета «Львовская политехника», г. Львов, Украина*

*В. В. Николайчук, соискатель Национального университета «Львовская политехника», г. Львов, Украина*

*Разработана методика обоснования конструктивных параметров деталей соединений переменной жесткости дорожных машин, в которой учтены вид материала деталей, условия прочности, жесткости и влияние конструктивных особенностей соединений на их работоспособность.*

*The procedure for substantiation of design parameters for variable rigidity connecting parts of road machines was designed, which includes material type of parts, strength and rigidity conditions, and influence of design features of joints on their operation ability.*

### ВВЕДЕНИЕ

В дорожных машинах широко используют соединения постоянной жесткости, однако они, в частности, не имеют возможности компенсировать неточности монтажа, уменьшить действие толчков и ударов в механизмах, что отрицательно влияет на долговечность деталей подвесок дорожной техники [1].

Соединения переменной жесткости позволяют с учетом кинематических и силовых связей компенсировать несоосность деталей, снижать вибрации и обеспечивать плавное движение дорожных машин, что положительно воздействует на их работоспособность. Поэтому применение таких соединений имеет существенное значение для дорожного машиностроения. По всей вероятности, наиболее целесообразно использование соединений переменной жесткости в качестве амортизаторов и упругих муфт в различных машинах дорожной отрасли.

Нагрузочная способность элементов этих соединений зависит от материала, габаритов, условий сборки, эксплуатационных факторов, поэтому при проектировании соединений необходимы уточненные методы расчета их основных геометрических параметров.

Проблема разработки новых конструкций соединений переменной жесткости исследова-

на недостаточно полно, о чем свидетельствует незначительное количество публикаций по этому направлению. Среди известных научных работ по исследованию рассматриваемых соединений можно выделить [2–8], где рассматривается структура и взаимодействие их упругих элементов. Причем в принцип создания новых соединений положено правило, что при их работе каждая из составляющих включалась в действие поэтапно.

Цель исследования – повышение эффективности работы подвесок машин за счет разработки методики по обоснованию конструктивных параметров деталей соединений переменной жесткости с учетом технологических и эксплуатационных требований.

### ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ СОЕДИНЕНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ

Произведем для одного из вариантов запатентованных новых конструкций соединения переменной жесткости обоснование конструктивных параметров его деталей (рис. 1).

По рисунку 1 видно, что в структуру этого соединения входят общеизвестные детали: вал, втулки и пружины кручения.



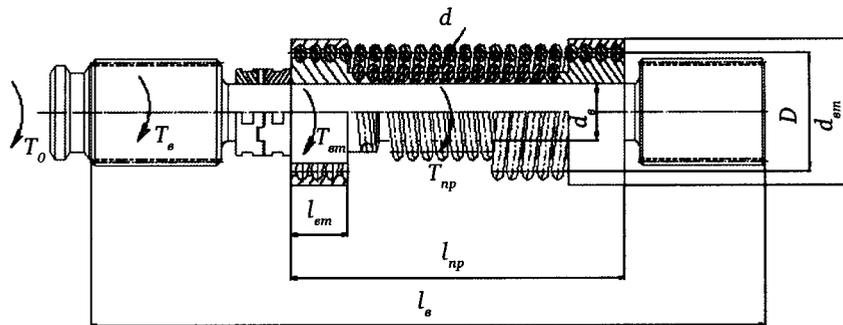


Рисунок 1 - Новая конструкция соединения переменной жесткости

Определим деформации и напряжения во втулке, которая нагружена внешним давлением, возникающим при закручивании пружины кручения в соединении переменной жесткости (рис. 2а, 2б).

Для упрощения задачи разрабатываем расчетную схему втулки при таких допущениях: поверхность втулки равномерно сжата; втулка рассматривается как тонкостенная длинная цилиндрическая оболочка; деформации и напряжения во втулке определяем по моментной теории осесимметричных цилиндрических оболочек.

Задачу решаем с условием, что втулку отделим мысленно от ее закрепления; деформацию определим отдельно от действия давления q и от граничных нагрузок Q<sub>0</sub> и M<sub>0</sub> (рис. 2в, 2г).

Внешнее давление на втулку определим по формуле

$$q = \frac{2T_{вт}}{\pi(2R + \delta)^2 l_{вт} f}, \tag{1}$$

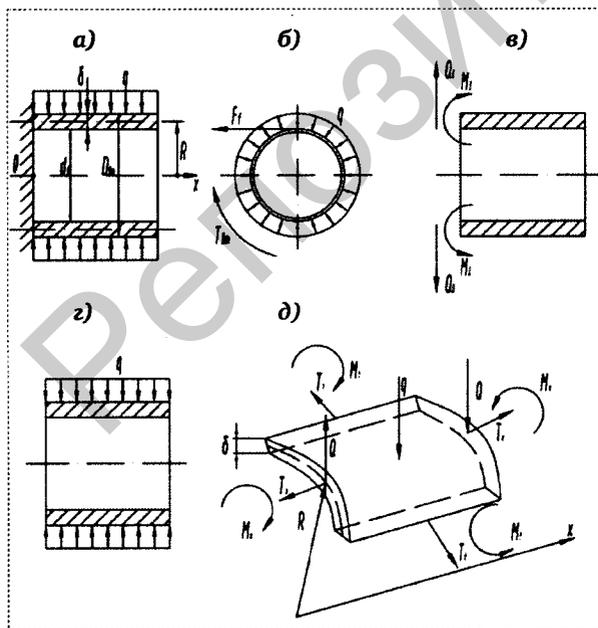


Рисунок 2 - Расчетная схема втулки соединения переменной жесткости

где T<sub>вт</sub> – крутящий момент;  
R – средний радиус втулки;  
δ, l<sub>вт</sub> – толщина стенки и полная длина втулки;  
f – коэффициент трения между поверхностью втулки и пружиной.

По [7, 8] известно, что деформации оболочки и внутренние силовые факторы определяются следующими зависимостями:

$$w = \frac{M_0}{2D\beta^2} e^{\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + \frac{Q_0}{2D\beta^3} e^{\beta x} \cos \beta x + \bar{w}; \tag{2}$$

$$\frac{dw}{dx} = \vartheta = -\frac{M_0}{D\beta} e^{\beta x} \cos \beta x - \tag{3}$$

$$-\frac{Q_0}{2D\beta^2} e^{\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) + \frac{d\bar{w}}{dx};$$

$$M_x = D \frac{d^2 w}{dx^2}; \quad M_t = -\mu M_x; \tag{4}$$

$$Q = D \frac{d^3 w}{dx^3}; \quad T_t = -E\delta \frac{w}{R}, \tag{5}$$

где w – радиальное перемещение точки срединной поверхности оболочки;

ϑ – угол наклона нормали;

M<sub>x</sub>, M<sub>t</sub> – изгибающие моменты;

Q – поперечная сила;

T<sub>t</sub> – нормальная сила;

$\bar{w}$  – частное решение дифференциального уравнения изогнутой срединной поверхности оболочки;

$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$  – изгибная жесткость оболочки;

$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2\delta^2}}$  – коэффициент геометрии материала;

териала;

E – модуль упругости первого рода;

μ – коэффициент Пуассона;

R – средний радиус втулки;

δ – толщина втулки.



Решение уравнений (2)–(5) выполняем при следующих граничных условиях:

$$\text{при } x = 0; w = 0; \frac{dw}{dx} = 0.$$

Согласно граничным условиям, с учетом зависимостей (2–3), получим два уравнения:

$$\frac{M_0}{2D\beta^2} + \frac{Q_0}{2D\beta^3} + \frac{qR^2}{E\delta} = 0; \quad -\frac{M_0}{D\beta} - \frac{Q_0}{2D\beta^2} = 0. \quad (6)$$

Решив уравнение (6), найдем:

$$M_0 = \frac{2D\beta^2 qR^2}{E\delta} = \frac{q}{2\beta^2}; \quad (7)$$

$$Q_0 = -2\beta M_0 = -\frac{q}{\beta}. \quad (8)$$

Подставляя выражения  $M_0$  и  $Q_0$  в формулы (2)–(3), получим зависимости для определения радиального перемещения втулки и внутренних силовых факторов:

$$W = \frac{qR}{E\delta} [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)]; \quad (9)$$

$$M_x = -\frac{q}{2\beta^2} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x); \quad (10)$$

$$M_t = -\mu M_x; \quad (11)$$

$$T_t = -qR [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x)]. \quad (12)$$

На рисунке 3 приведены эпюры  $W$ ,  $M_x$ ,  $T_t$ , построенные при следующих числовых значениях:

$$R = h\delta; \mu = 0,3; h = 5; \beta = 2,874 / R.$$

Наибольшие изгибающие моменты возникают при  $x = 0$ :

$$M_x = -6,053 \cdot 10^{-2} qR^2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (13)$$

$$M_t = -1,82 \cdot 10^{-2} qR^2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (14)$$

Растягивающие усилия при  $x = 0$ :

$$T_x = 0; T_t = -qR^2 \text{ Н}.$$

Напряжения в опасной точке у заделки:

$$\sigma_x = \frac{M_x \cdot 6}{\delta^2} = \frac{-6,053 \cdot 10^{-2} qR^2 \cdot 6}{\left(\frac{R}{5}\right)^2} = -9,08q \text{ МПа};$$

$$\sigma_t = \frac{M_t \cdot 6}{\delta^2} + \frac{T_t}{\delta} = \frac{-1,82 \cdot 10^{-2} qR^2 \cdot 6}{\left(\frac{R}{5}\right)^2} - \frac{qR}{\frac{R}{5}} = -7,73q \text{ МПа};$$

$$\sigma_r = 0;$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_x)^2]}.$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{екв}} &= \sqrt{\frac{1}{2} [(-9,08q + 7,73q)^2 + (-7,73q - 0)^2 + (0 + 9,08q)^2]} = \\ &= q\sqrt{0,5[-1,53^2 + 7,73^2 + 9,08^2]} = 8,45q \text{ МПа}. \end{aligned}$$

В сечениях втулки  $x > R$  изгибающие моменты обращаются в нуль, а растягивающие усилия определяются  $-T_t = -5,2qR$ , соответствующие эквивалентные напряжения равны  $\sigma_{\text{екв}} = 5,2q$  МПа.

Поэтому очень важно утверждение, что за расчетные напряжения необходимо принять большее значение и с достаточной точностью обосновать рациональные конструктивные параметры втулки подвески.

Подтверждается аналитически также предположение, что при расчете пустотелого вала нужно учитывать его конструктивные формы, условия работы и сборки.

Внешнее давление на вал от пружины кручения можно определять по формуле

$$q_0 = \frac{2T_{np}}{\pi(2R + \delta)^2 bf}, \quad (15)$$

где  $T_{np}$  – крутящий момент;

$R$  – средний радиус;

$\delta$  – толщина стенки;

$b$  – длина пружины;

$f$  – коэффициент трения между поверхностями вала и пружины.

Разрабатываем расчетную схему вала и принимаем такие допущения: вал есть тонкостенная цилиндрическая оболочка; поверхность вала в средней части равномерно сжата пружиной кручения; деформации и напряжения определяем по моментной теории осесимметричных цилиндрических оболочек (рис. 4). Задачу решаем методом наложения. Заданную нагрузку представляем в виде суммы двух нагрузок (рис. 4б, 4в).

Начало координат совместимо с сечением, соответствующим скачку давления. На основании обратной симметрии нагрузки примем следующие граничные условия:

$$\text{при } x = 0; W = 0; M_x = 0.$$

Из граничных условий при  $x = 0$  определим поперечную силу  $Q_0$  в начальном сечении на основании зависимостей (2)–(5).

$$\frac{Q_0}{2D\beta^3} + \frac{qR^2}{E\delta} = 0;$$

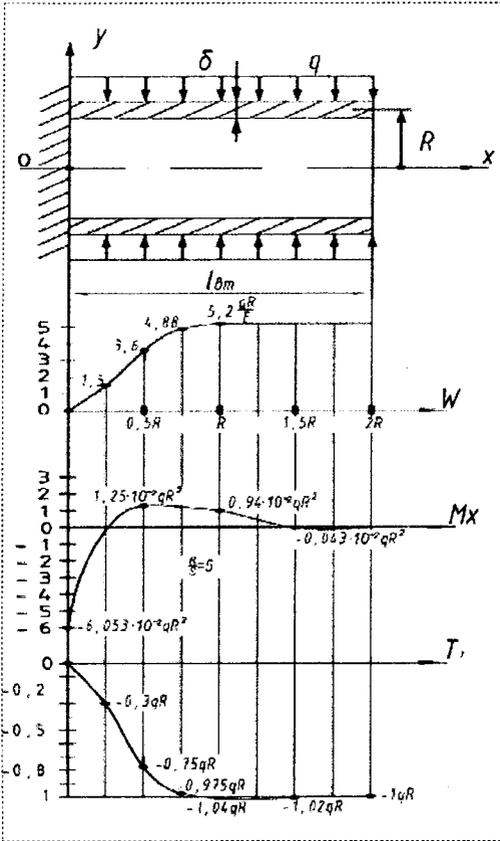


Рисунок 3 - Эпюры параметров:  $W, M_x, T_t$

откуда  $Q_0 = -\frac{qR^2}{E\delta} 2D\beta^3 = -\frac{q}{2\beta}$ . (16)

Выражения функций  $W, M_x, M_r, T_t$  для нагрузки, изображенной на рисунке 4в, имеют вид:

$$W = \frac{qR^2}{E\delta} (1 - e^{-\beta x} \cos \beta x);$$

$$M_x = -\frac{q}{2\beta^2} e^{-\beta x} \sin \beta x; \quad (17)$$

$$M_r = \mu M_x;$$

$$T_t = (1 - e^{-\beta x} \cos \beta x).$$

Эти формулы справедливы для правой половины вала ( $x \geq 0$ ). Для левой половины вала величины  $W, M_x, T_t$  отличаются только знаком.

Построив по полученным формулам (17) эпюры  $W, M_x, T_t$  для нагрузок, изображенных на рисунках 4б, 4в и сложив их, получим эпюры для заданной нагрузки  $q_0$ .

На рисунке 5 приведено построение, соответствующее следующим данным:

$$\frac{R}{\delta} = 5; \quad b = 10R; \quad \beta = 1,6 \frac{1}{R}.$$

Наибольшие:

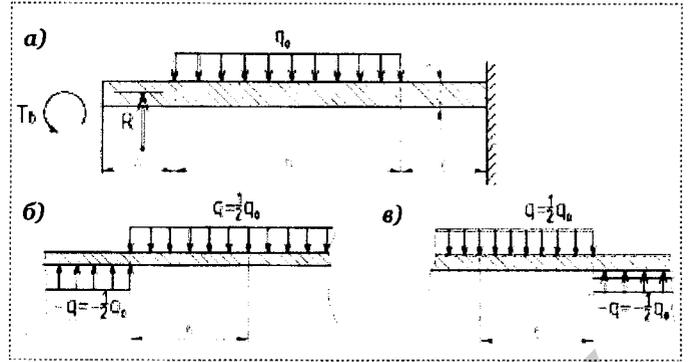


Рисунок 4 - Расчетная схема вала соединения переменной жесткости

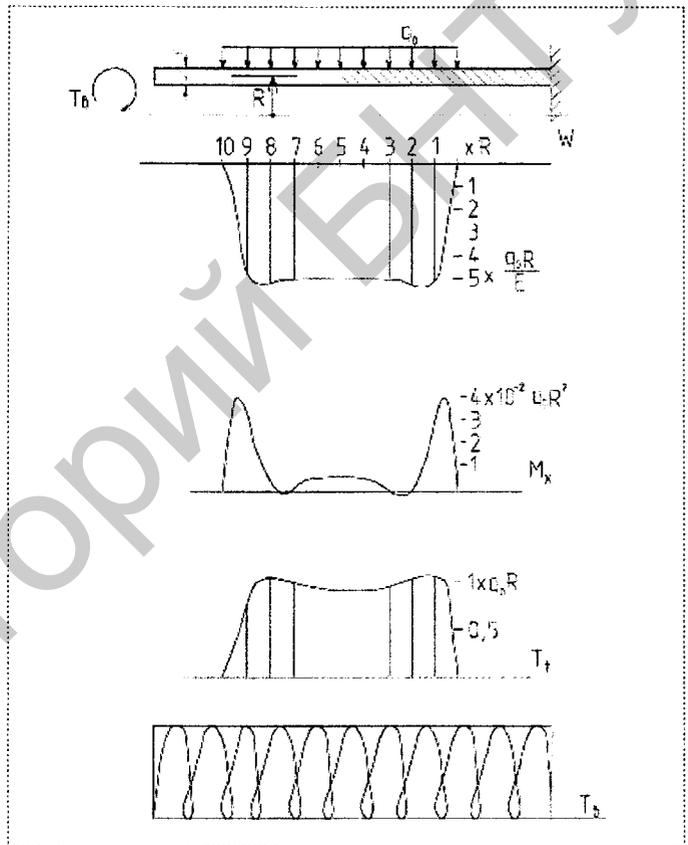


Рисунок 5 - Эпюры параметров:  $W, M_x, T_t$

- прогиб  $W_{max} = 5,3 \frac{q_0 R^2}{E}$ ;

- изгибающий момент  $M_{xmax} = 4 \cdot 10^{-2} q_0 R^2$ .

Напряжения в опасной точке

$$\sigma_x = \frac{6M_x}{\delta^2} = 6q_0; \quad \sigma_r = 0;$$

$$\sigma_t = \frac{6M_x}{\delta^2} + \frac{T_t}{\delta} = 1,8q_0 + 5,34q_0 = 7,14q_0;$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_x)^2]} = 10,4q_0 \text{ (МПа)}.$$



Касательные напряжения пустотелого вала подчиняются известной формуле

$$\tau_{кр} = \frac{T_a}{W_p} = \frac{T_a}{2\pi R^2 \delta}, \quad (18)$$

где  $W_p$  – момент сопротивления кручению кольцевого сечения вала.

Угол закручивания вала равен

$$\varphi = \frac{T_a l}{GI_p}, \quad (19)$$

где  $I_p = 2\pi R^3 \delta$  – полярный момент инерции кольцевого сечения вала;

$l$  – длина вала.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложенная методика имеет практическое значение, поскольку дает возможность обосновать рациональные конструктивные параметры деталей в процессе создания новых соединений переменной жесткости дорожных машин и проверки их состояния во время эксплуатации на дорогах.

2. Полученные выражения (9)–(19) являются научной базой для дальнейших исследований и разработки новых конструкций соединений переменной жесткости с желаемым диапазоном изменения жесткости и нагрузочной способности упругих элементов транспортных средств. □

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вавилов, А. В. Дорожно-строительные машины / А. В. Вавилов, И. И. Леонович, А. М. Щемелев и др. – Минск : Технопринт, 2000. – 515 с.
2. Малащенко, В. А., Николайчук, В. В. Обоснование рациональных параметров упругих элементов машин. 10-й Международный симпозиум украинских инженеров-механиков во Львове. – Львов, май 2011. – С. 174.
3. Малащенко, В. А., Николайчук, В. В. Оптимизация конструктивных параметров соединений переменной жесткости транспортных средств // Современные энергетические установки на транспорте и технологии и оборудование для их обслуживания : Всеукраинская научно-техническая конференция. – Херсон, 2012. – С. 105–109.
4. Подвеска колеса транспортного средства : пат. Украины на полезн. модель № 64562, В60G11/50 / В. А. Малащенко, В. М. Николайчук, В. В. Николайчук. – Опубл. 10.11.2011, Бюл. № 21. – 4 с.
5. Подвеска колеса транспортного средства : пат. Украины на полезн. модель № 71174, В60G11/00 / В. А. Малащенко, В. М. Николайчук, В. В. Николайчук. – Опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13. – 4 с.
6. Николайчук, В. В., Тимейчук, О. Ю. Оптимизация конструктивных параметров деталей подвесок переменной жесткости // Вестник НУВХП : сборник научных трудов. – Ровно, 2010. – Вып. 1 (49). – С. 100–110.
7. Бидерман, В. Л. Механика тонкостенных конструкций. – М. : Машиностроение, 1977. – 488 с.
8. Бояршинов, С. В. Основы строительной механики машин : учеб. пособие. – М. : Машиностроение, 1973. – 456 с.

Статья поступила в редакцию 04.11.13.

