

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Кухтов В.Г., д.т.н., проф.¹⁾; Фесун А.А., аспирант¹⁾;
Шевченко М.А., специалист¹⁾; Савчук В.П., к.т.н., ст. преп.²⁾;
Чаусов Д.И., инженер³⁾

¹⁾Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенка

²⁾Херсонский филиал ХНАДУ

³⁾Харьковский филиал УкрННППИТ им. Л. Погорелого

В статье характеризованы существующие телескопические соединения карданных передач привода сельскохозяйственных машин. Выполнена оценка напряженно-деформированного состояния телескопического соединения с треугольным профилем.

Постановка проблемы. В сельскохозяйственной технике широкое применение имеют карданные передачи (КП), в частности при передаче крутящего момента от вала отбора мощности трактора к сельхозагрегатам с действующими рабочими органами. Одной из важных составляющих КП является телескопическое соединение, обеспечивающие возвратно-поступательное движение деталей при изменении углов передачи крутящего момента. Изучению путей обеспечения ресурса упомянутого соединения посвящена настоящая работа.

Анализ последних достижений. Вопросами обеспечения долговечности телескопических соединений занимались многие специалисты. В частности, Анилович В.Я.[1,2], Гринченко А.С.[1], Скундин Г.И., Ужвюк А.В.[2], Лапшин С.А., Пастухов А.Г.[3] и другие.

Интерес представляет использование телескопических соединений различного профиля, что позволяет по нашему мнению повысить долговечность в сочетании со снижением металлоемкости КП.

Цель. Изучение путей обеспечения долговечности телескопических соединений КП привода сельскохозяйственных машин.

Результаты исследования. Одним из основных требований к телескопическому соединению КП является сопротивление скручиванию, которое должно соответствовать передаваемому крутящему моменту. Параметры КП должны подбираться таким образом, чтобы эксплуатационные режимы нагружения не превышали прочностные характеристики КП. Сельскохозяйственные машины часто подвержены перегрузкам и пикам крутящего момента, которые трудно прогнозировать. При выборе типа телескопического соединения также нужно принимать во внимание способность обеспечивать требуемую длину для конкретного применения. Если требуемая длина не может

быть достигнута с помощью нормальных телескопических труб, можно прибегнуть к использованию шлицевых профилей.

Еще одним важным требованием к соединениям является способность перемещаться под нагрузкой, обеспечивая при этом плавность хода. Толчки при выдвигании телескопических элементов превращаются в осевые нагрузки и изгибающие моменты, которые оказывают воздействие на шарниры кардана, сокращая их ресурс. Способность перемещаться под нагрузкой, обеспечивая незначительные телескопические толчки, выражается в соотношении между осевым усилием толчка T и передаваемым крутящим моментом M . Это очень важный параметр при выборе телескопических элементов. Следующие значения для соотношения T/M носят справочный характер и подразумевают хорошо смазанные телескопические элементы. Чем меньше соотношение T/M , тем меньше толчки, воздействующие на детали редукторов ВОМ и ВПМ.

При наличии осевой нагрузки T в КП (рис. 1) возникают дополнительные изгибающие моменты и нагрузки в опорах передачи. Нужно учесть, что при удлинении карданного вала на шарниры действуют осевые растягивающие усилия ($+T$), а при уменьшении длины вала – сжимающие осевые усилия ($-T$), направление которых противоположно направлению растягивающих усилий.

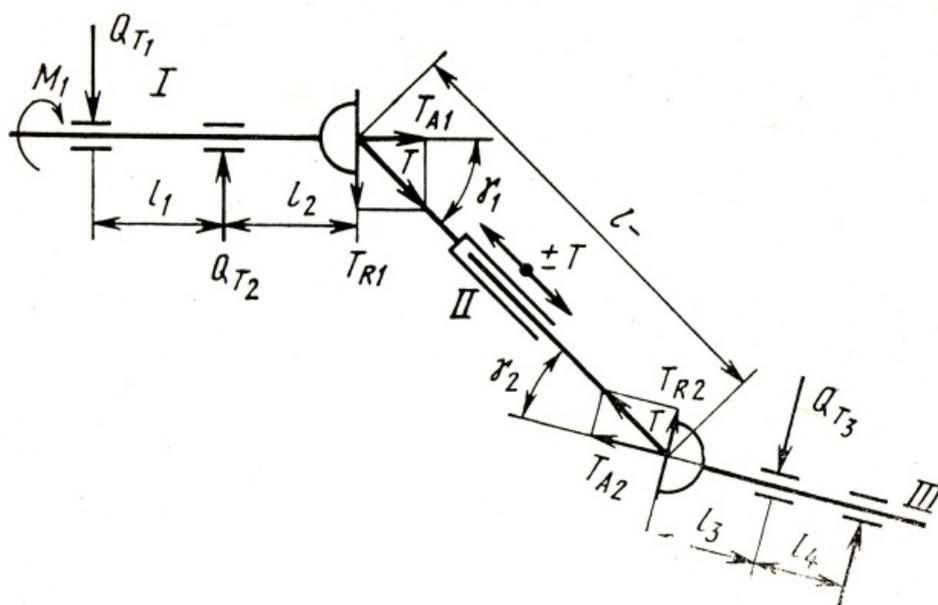


Рис 1. Изгибающие моменты и нагрузки карданного вала с телескопическим промежуточным валом, вызванные появлением осевого усилия телескопирования T : M – момент крутящий, l – длина, T_R – радиальные составляющие осевого усилия, T_A – осевые составляющие осевого усилия, Q_T – радиальные нагрузки.

При передаче крутящего момента от ВОМ трактора к ВПМ машины с помощью к данной передачи типа 10 [4] осевое усилие T действует на опорные подшипники ВОМ трактора и ВПМ машины. Результаты исследований показали, что усилие T может достигать значительных величин. Так, при испытании карданного шарнира КШ 160 на стенде в режиме $M = 160$ Н·м, $n=540$ мин⁻¹ (9 с⁻¹) и изменении угла γ в пределах 0-15° усилие T достигало 2-2,5 кН.

Для практических расчетов Е. Мозером [5] предложена зависимость

$$T = \mu M_2 \xi / h, \quad (1)$$

где ξ - коэффициент формы сечения телескопического соединения; h - плечо приложения окружной силы U .

Предполагается, что при контактировании составных элементов телескопического устройства во всех контактных точках возникает окружное усилие U одинаковой величины, причем

$$\sum U = M_2 / h. \quad (2)$$

Окружное усилие может быть разложено на нормальную P_n и радиальную S составляющие. Нормальная составляющая

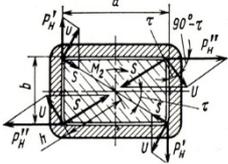
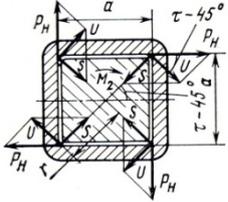
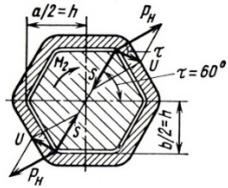
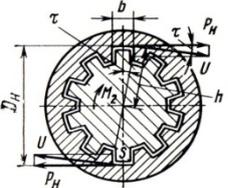
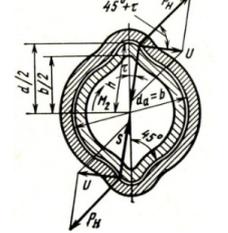
$$P'_n = \sum P_n = M_2 / h. \quad (3)$$

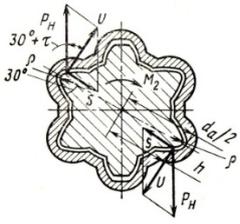
Для расчета телескопических устройств без люфта (новых, неизношенных карданных телескопических валов) используют коэффициент формы сечения ξ .

Для расчета изношенных телескопических валов, а также валов, изготовленных с невысокой точностью прямоугольного, квадратного, шестигранного, двухшлицевого (лимонного) и звездообразного сечений, необходимо использовать коэффициент формы сечения ξ' , учитывающий наличие люфта. В этом случае угол между нормальной составляющей P_n и окружным усилием U изменяется на величину β , обусловленную дополнительным зазором (люфтом). Угол β может быть подсчитан геометрическим путем или непосредственно замерен в телескопическом устройстве. Формулы для расчета сечений телескопических соединений карданных валов приведены в табл. 1.

В настоящее время все более широкое распространение получает новый вид телескопического соединения, выполненный из труб треугольного сечения (Рис. 2). Конструкция из треугольных труб призвана обеспечить оптимальное сочетание прочности и легкости скольжения.

Таблица 1. Расчетные формулы сечений телескопических соединений КП

Сечение теле- скопического вала	Геометрических параметров	Окружных и нор- мальных усилий	Осевых усилий теле- скопирования
1	2	3	4
<p>Прямоугольное</p> 	$h = \frac{a}{2} = \frac{b}{\sqrt{3}};$ $\tau = 60^\circ;$ $\xi_{uu} = \frac{1}{\cos \tau} = 2;$ $\xi'_{uu} = \frac{1}{\cos(\tau + \beta)}$	$\sum U = \frac{M_2}{h} = \frac{2M_2}{a} = \frac{\sqrt{3}M_2}{b};$ $P_H = \sum P_H = \frac{U}{\cos \tau} = 2\sum U = \frac{2M_2}{h}$	$T_{uu} = \mu \frac{M_2}{h} \xi_{uu} = \mu \frac{4M_2}{a} = \mu \frac{2\sqrt{3}M_2}{b};$ $T'_{uu} = \mu \frac{M_2}{a} \cdot \frac{1}{\cos(\tau + \beta)} = \mu \frac{\sqrt{3}M_2}{b} \frac{1}{\cos(\tau + \beta)}$
<p>Квадратное</p> 	$h = a\sqrt{2}/2;$ $\xi_{kvb} = \frac{1}{\cos \tau} = \sqrt{2};$ $\xi'_{kvb} = \frac{1}{\cos(\tau + \beta)}$	$\sum U = M_2/h;$ $U = \frac{M_2}{4h} = \frac{M_2}{2a\sqrt{2}};$ $P_H = \mu \frac{M_2}{a\sqrt{2}}$	$T_{kvb} = \mu \frac{M_2}{h} \xi_{kvb} = \frac{2M_2}{a\sqrt{2}} \frac{1}{\cos \tau} = \mu \frac{2M_2}{a\sqrt{2}};$ $T'_{kvb} = \mu \frac{M_2}{a\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\cos(\tau + \beta)}$
<p>Шестигранное</p> 	$h = \frac{a}{2} = \frac{b}{\sqrt{3}};$ $\tau = 60^\circ;$ $\xi_{uu} = \frac{1}{\cos \tau} = 2;$ $\xi'_{uu} = \frac{1}{\cos(\tau + \beta)}$	$\sum U = \frac{M_2}{h} = \frac{2M_2}{a} = \frac{\sqrt{3}M_2}{b};$ $P_H = \sum P_H = \frac{U}{\cos \tau} = 2\sum U = \frac{2M_2}{h}$	$T_{uu} = \mu \frac{M_2}{h} \xi_{uu} = \mu \frac{4M_2}{a} = \mu \frac{2\sqrt{3}M_2}{b};$ $T'_{uu} = \mu \frac{M_2}{a} \cdot \frac{1}{\cos(\tau + \beta)} = \mu \frac{\sqrt{3}M_2}{b} \frac{1}{\cos(\tau + \beta)}$
<p>Шлицевое</p> 	$h = \frac{D_H}{2\cos \tau};$ $\tau = \arctg \frac{b}{D_H};$ $\xi_{uul} = \frac{1}{\cos \tau} = \xi'_{uul}$	$\sum U = \frac{M_2}{h};$ $P_H = \sum P_H = \frac{U}{\cos \tau}$	$T_{uul} = \mu \frac{M_2}{h} \xi_{uul} = \mu \frac{2M_2}{D_H \cos^2 \tau} = T'_{uul}$
<p>Двущлицевое (лимонное)</p> 	$h = \frac{\sqrt{2}(d - d_a)}{4\sin \tau};$ $\tau = \arctg \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}(d - d_a)}{d_a + \frac{\sqrt{2}}{2}(d - d_a)};$ $\xi_{06s} = \frac{1}{\cos(45^\circ + \tau)};$ $\xi'_{06s} = \frac{1}{\cos(45^\circ + \tau + \beta)}$	$\sum U = \frac{M_2}{h};$ $P_H = \sum P_H = \frac{\sum U}{\cos(45^\circ + \tau)}$	$T_{06s} = \mu \frac{M_2}{h} \xi_{06s} = \mu \frac{4M_2}{\sqrt{2}(d - d_a)} \cdot \frac{\sin \tau}{\cos(45^\circ + \tau)};$ $T'_{06s} = \mu \frac{4M_2}{\sqrt{2}(d - d_a)} \times \frac{\sin \tau}{\cos(45^\circ + \tau + \beta)}$

1	2	3	4
Звездообразное 	$h = \frac{\sqrt{3}}{2} \rho$ $\tau = \text{arctg} = \frac{\sqrt{3}\rho}{d_a - \rho}$ $\xi_{3\beta} = \frac{1}{\cos(30^\circ + \tau)}$ $\xi'_{3\beta} = \frac{1}{\cos(30^\circ + \tau + \beta)}$	$P_n = \sum U = \frac{\sum U}{\cos(30^\circ + \tau)} =$ $= \frac{M_2}{h} \frac{1}{\cos(30^\circ + \tau)}$	$T'_{3\beta} = \mu P'_n = \mu \frac{M_2}{a} \cdot \frac{1}{\cos(30^\circ + \tau)} =$ $= \mu \frac{2M_2}{\sqrt{3}\rho} \frac{1}{\cos(30^\circ + \tau)}$ $T'_{3\beta} = \mu \frac{2M_2}{\sqrt{3}\rho} \frac{1}{\cos(30^\circ + \tau + \beta)}$

Примечания: 1. a, b, ρ, d_a, h, D_n – размеры сечений, мм.

2. Индексы осевых усилий соответствуют первым двум буквам названия сечения.

Для исследования напряженно-деформированного состояния была разработана твердотельная 3D модель КП (Рис. 2 и 3) с использованием УПК SolidWorks. Расчет проводился с применением приложения CosmosWorks.



Рис 2. Карданный вал с треугольным телескопическим соединением.

При значениях передаваемого крутящего момента 1750 Нм визуализация деформаций деталей телескопического соединения показана на рисунке 4. Деформации достигают значения 5,66 мм, что по нашему мнению является недопустимым.

Для предотвращения заклинивания этого телескопического соединения предлагается полиамидное покрытие Rilsan либо термообработка внутренней трубы[6].

Покрытие Rilsan уменьшает нагрузки на телескопические элементы. Такие трубы рекомендуются для валов, выполняющих длинные скользящие перемещения под нагрузкой, как, например, первичных валов буксируемых

агрегатов в момент поворота. Трубы с покрытием Rilsan применяются для карданных валов с шарнирами равных угловых скоростей. Толщина покрытия Rilsan компенсируется за счет толщины наружной трубы, которая вследствие этого отличается от обычной трубы.

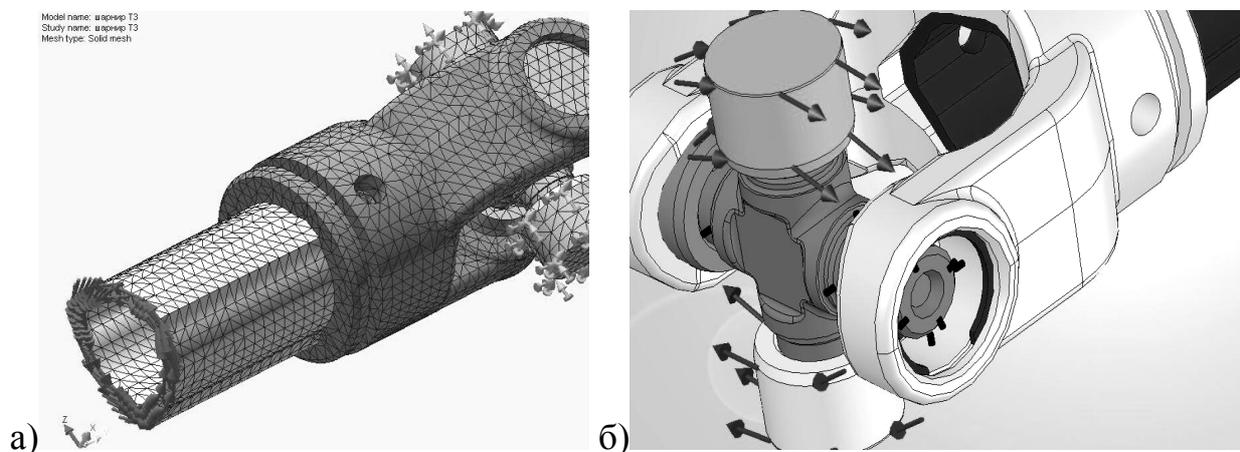


Рис. 3. Компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния КП с треугольным телескопическим соединением: а) конечноэлементная модель КП, б) электронная схема нагружения карданного шарнира

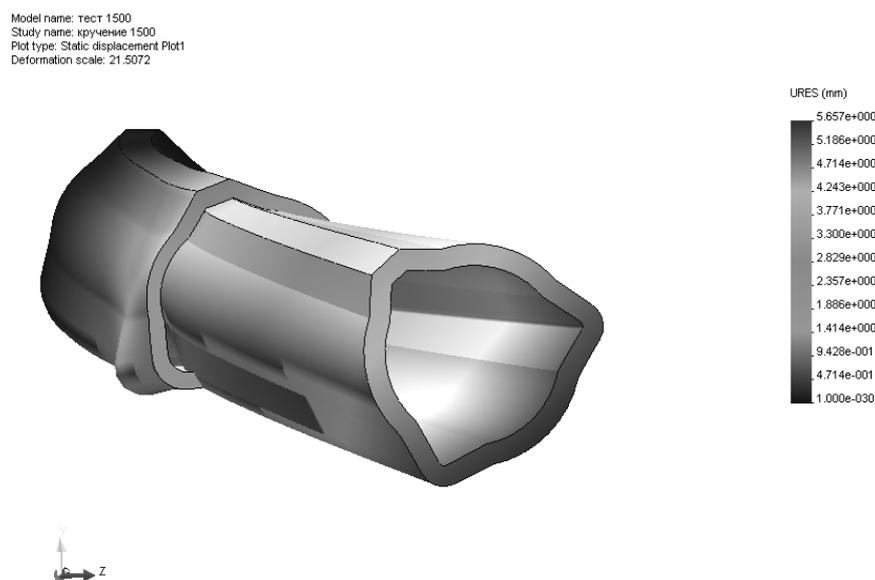


Рис. 4. Деформация в телескопическом соединении КП

Термическая обработка внутренней телескопической трубы выполняется для обеспечения большей поверхностной прочности. Такие соединения обычно используются для коротких валов, работающих в условиях запыления при частоте вращения 1000 сек^{-1} .

Предлагаемое покрытие Rilsan и введение термообработки повышают работоспособность КП в целом, однако повышают стоимость изготовления телескопического соединения.

Выводы. Проведен анализ кинематических и динамических параметров существующих телескопических соединений используемых в КП привода сельскохозяйственных машин. Установлено, что наиболее благоприятные ус-

ловия работы для треугольного телескопического соединения. Проведено исследование напряженно-деформированного состояние треугольного телескопического соединения, которое показало при существующих нагрузках деформацию до 5,657 мм.

Список использованных источников

1. Анилович В.Я., Гринченко А.С. Оценка надежности изнашиваемых деталей по данным ремонтных предприятий. Сб.н.тр. МИИСП "Технология восстановления и ремонта деталей сельскохозяйственной техники".- М., 1980.- с.98-104.
2. Анилович В.Я., Ужвюк А.В. Контрольные испытания на надежность шлицевых валов привода ВОМ трактора Т-150К. Сб.н.тр. МИИСП "Технология восстановления и ремонта деталей сельскохозяйственной техники".- М., 1980.- с.104-107.
3. Ерохин М.Н., Пастухов А.Г., Надежность карданных передач трансмиссий сельскохозяйственной техники в эксплуатации: монография. – Белгород: БелГСХА,2008. – 160с.
4. Кухтов В.Г., Гринченко О.С., Фесун А.А. и др. Конструктивные особенности и факторы, определяющие надежность карданных передач сельскохозяйственных машин // Ресурсосберегающие технологии, материалы и оборудование в ремонтном производстве. – Харьков: ХНТУСХ имени Петра Василенко – 2011. Вып. 110 –С.29-35.
5. Флик Э.П., Механические приводы сельскохозяйственных машин. – М: Машиностроение, 1984. – 272с.
6. Bondioli & Pavesi, Cardan driveline catalogue: –Italy. – 339с.

Анотація

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Кухтов В.Г., Фесун А.А., Савчук В.П., Чаусов Д.І., Шевченко М.А.

В статті характеризовані існуючі телескопічні з'єднання карданних передач привода сільськогосподарських машин. Виконана оцінка напружено-деформованого стану телескопічного з'єднання з трикутним профілем, виявлено недоліки і запропоновано шляхи їх усунення.

Abstract

EVALUATION OF STRESSED-DEFORMED STATE OF DRIVESHAFTS DRIVE AGRICULTURAL MACHINERY

V. Kukhtov, A. Fesun, V. Savchuk, M. Shevchenko, D. Chausov

In the article characterized the existing telescopic connection of driveshafts drive agricultural machinery. The estimation of the stress-strain state telescopic connection with a triangular profile, shortcomings and the ways of their elimination.