

К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ЧЕТЫРЕХВАЛЬНЫХ НЕСООСНЫХ ПРЕСЕЛЕКТОРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Д.Т.Н. Шарипов В.М.¹, Д.Т.Н. Платонов В.Ф.¹, К.Т.Н. Крючков В.А.², К.Т.Н. Аландеев Е.М.³

¹Университет машиностроения, ²ФГБНУ «ФНАЦ ВИМ», ³ОАО «НИИ стали»,
trak@mami.ru

При проектировании преселекторных коробок передач для тракторов и автомобилей конструкторы машиностроительных предприятий сталкиваются с отсутствием методик, позволяющих однозначно определить их конструктивные параметры. В частности, при определении схемы расположения валов в четырехвальных преселекторных коробках передач с несоосным расположением валов при необходимости соблюдения минимальной габаритной ширины возникает взаимное влияние параметров геометрии и расположения шестерен друг на друга и на габаритную ширину одновременно. При решении такой задачи приходится прибегать к применению графоаналитического метода с большим количеством итераций, что трудоемко и не обеспечивает гарантии повторимости результата.

В статье приведена методика, позволяющая выбрать рациональные параметры основных кинематических звеньев для обеспечения минимальной габаритной ширины и однозначно определить их положение в пространстве. Последовательность проектирования преселекторной коробки передач сводится к выбору передаточных чисел и формированию рациональной схемы расположения валов, благодаря которой достигается минимизация ее габаритной ширины. Установлено, что исходя из кинематических параметров звеньев можно построить ромб, который полностью определяет расположение валов в преселекторной коробке передач. Для полного описания геометрии этого ромба и его положения в пространстве получены соответствующие аналитические зависимости, позволяющие определять габариты преселекторной коробки передач и расстояние между входным и выходным валами без применения графоаналитического метода с большим количеством итераций.

Разработанная методика проектирования преселекторных коробок передач может быть использована при создании подобных конструкций для автомобилей.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор; преселекторная коробка передач; несоосное расположение валов; синхронизатор; фрикционная муфта; шестерни; контур синхронизаторов; контур фрикционов; ромб расположения валов; минимальная габаритная ширина.

Введение

Преселекторные коробки передач (ПрКП) получают все большее распространение в трансмиссиях тракторов и автомобилей [1–3]. В настоящее время конструкторы машиностроительных предприятий при создании ПрКП для машин различного назначения используют графоаналитический метод проектирования на основе большого количества итераций. Данный метод является достаточно трудоемким и не обеспечивает гарантии повторимости результата. Однако на сегодняшний день других методов определения рациональных параметров конструкции ПрКП не существует.

Цель исследования

Целью настоящего исследования является разработка методики проектирования ПрКП, заключающейся в выборе ее рациональных параметров на стадии проектирования для обеспечения технологичности конструкции и минимальных габаритов по ширине.

Разбивка передаточных чисел в ПрКП

Методика проектирования коробок передач с неподвижными осями валов и планетарных достаточно подробно рассмотрена в работах [4–12]. Однако в настоящее время в конструкциях современных тракторов и автомобилей

все большее распространение получают ПрКП [1–3], вопросы конструирования и расчета которых применительно к отечественным сельскохозяйственным тракторам частично изложены в работах [13–18].

Методику проектирования ПрКП рассмотрим на примере ее кинематической схемы с несоосным расположением входного и выходного валов, представленной на рис. 1 [13, 14, 18].

Применение ПрКП с несоосным расположением входного и выходного валов позволяет упростить согласование двигателя трактора и центральной передачи при их разновысотном размещении, а также рационально использовать пространство картера для размещения механических передач диапазонной части ПрКП и независимого привода вала отбора мощности.

На рис. 2 представлена схема четырехвальной ПрКП с несоосным расположением валов.

В инженерной практике при проектировании тракторных ПрКП основным геометрическим критерием формирования схемы расположения валов является минимизация габаритной ширины W_{da} .

Для обеспечения технологичности конструкции и упрощения сборки ПрКП желательно уменьшать номенклатуру шестерен ее синхронизированной части.

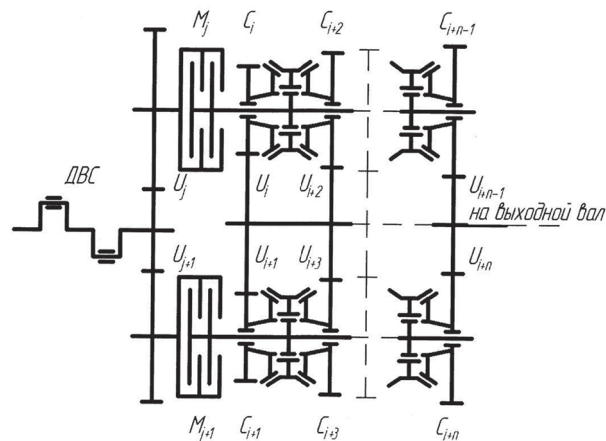


Рис. 1. Схема ПрКП

с несоосным расположением валов:

ДВС – двигатель внутреннего сгорания; $C_i, C_{i+1} \dots C_{i+n}$ – синхронизаторы включения соответственно $i, i+1$ и т.д. передач; M_j, M_{j+1} – фрикционные муфты (ФМ) промежуточных валов соответственно нечетных и четных диапазонов передаточных чисел; $U_i, U_{i+1} \dots U_{i+n}$ – передаточные числа соответственно $i, i+1$ и т.д. пар шестерен; U_j, U_{j+1} – согласующие передаточные числа пар шестерен соответственно на j и $j+1$ ФМ

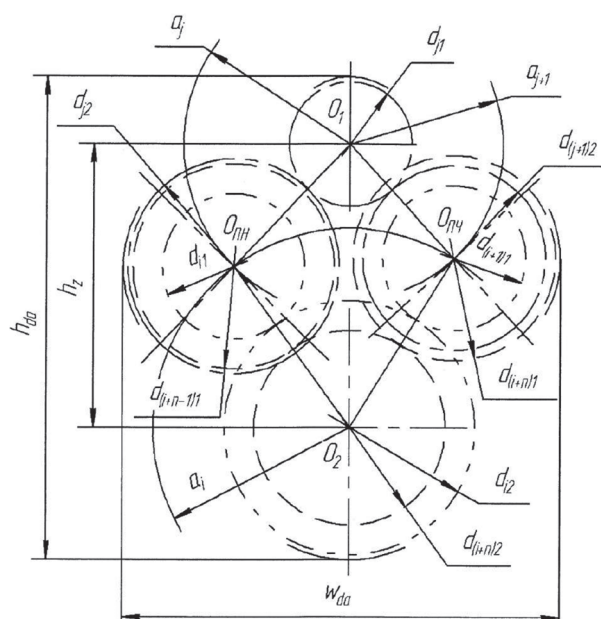


Рис. 2. Схема расположения валов четырехвальной ПрКП с несоосным расположением валов:

O_1, O_2 – обозначения осей соответственно входного и выходного валов; O_{1n}, O_{2n} – обозначения осей промежуточных валов соответственно нечетных и четных передач; a_j, a_{j+1} – межосевые расстояния передаточных звеньев, связанных с ФМ соответственно нечетных и четных диапазонов передаточных чисел; a_i – межосевые расстояния шестерен синхронизированной части ПрКП; d_{j1} – диаметр делительной окружности шестерни входного вала; $d_{j2}, d_{(j+1)2}$ – делительные диаметры шестерен промежуточного вала, связанных с ФМ соответственно нечетных и четных диапазонов передаточных чисел; $d_{i1}, d_{(i+1)1}$ – делительные диаметры шестерен промежуточного вала, связанных с синхронизаторами соответственно нечетных и четных передаточных чисел на низшей передаче; $d_{(i+n-1)1}, d_{(i+n)1}$ – делительные диаметры шестерен промежуточного вала, связанных с синхронизаторами соответственно нечетных и четных передаточных чисел на высшей передаче; $d_{i2}, d_{(i+n)2}$ – делительные диаметры шестерен выходного вала соответственно на низшей и высшей передачах; h_{da} – габаритная высота зацепления ПКП по вершинам зубьев шестерен; h_z – расстояние между входным и выходным валом ПрКП; W_{da} – габаритная ширина зацепления ПрКП по вершинам зубьев шестерен

Учитывая сказанное, целесообразно принять для передаточных чисел

$$U_i = U_{i+1}, U_{i+2} = U_{i+3} \dots U_{i+n-1} = U_{i+n},$$

а для диаметров шестерен

$$d_{i1} = d_{(i+1)1} = d_{(i+2)1} = \dots d_{(i+n-1)1} = d_{(i+n)1}.$$

При этом межосевые расстояния a_i будут равными для всех передаточных чисел U_i .

Общие передаточные числа ПрКП для каждой передачи выбираются заранее, на основании исходных данных и требуемых скоростных и силовых показателей трактора. При распределении общих передаточных чисел внутри схемы ПрКП между входными и выходными парами шестерен необходимо руководствоваться их расположением, показанным на рис. 1, и рекомендациями, приведенными далее.

В конструкциях современных тракторов наиболее часто $U_{КПм} \geq 1$ (высшая передача является понижающей или прямой).

Тогда перераспределить передаточные числа нужно так, чтобы числа зубьев $Z_{(i+n-1)1} = Z_{(i+n)1} = Z_{j2} \pm 2$ и при этом соблюдалось условие $0,98 > U_{i+n} > 0,92$, где Z_{j2} ; $Z_{(i+n)1}$; $Z_{(i+n-1)1}$ – числа зубьев шестерен, соответствующие

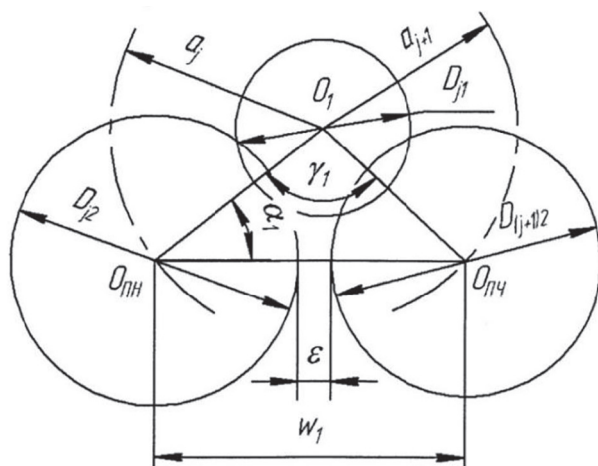


Рис. 3. Несимметричный контур ПрКП (контур фрикционов):

D_{j1} – диаметр вершин зубьев шестерни входного вала; D_{j2} , $D_{(j+1)2}$ – диаметры вершин зубьев шестерен промежуточных валов, связанных с ФМ соответственно нечетных и четных передач; ϵ – минимально допустимый или желаемый зазор между вершинами зубьев шестерен;

W_1 – несущая хорда, определяющая габаритные размеры несимметричного контура; γ_1 – угол раствора несимметричного контура; α_1 – угол у хорды для несимметричного контура

ющие их диаметрам делительных окружностей на рис. 2.

В этом случае обеспечивается максимально возможное сведение промежуточных валов к вертикальной оси, проходящей через входной и выходной валы (см. рис. 2).

Если $U_{КПм} < 1$ (высшая передача является повышающей), тогда для тех же условий необходимо обеспечить $U_{j+1} = 1$.

Остальные передаточные числа ПрКП находят в обратном порядке, в направлении от ее высшей передачи к низшей. При этом необходимо учитывать отличия при расчете ряда передач ПрКП от коробки передач с классической структурой передаточного ряда. При проектировании ПрКП наиболее распространенным является геометрический ряд передаточных чисел, при котором определяющим в соотношении соседних передаточных чисел является знаменатель геометрического ряда q [4–7]. В ПрКП аналогичный знаменатель прогрессии применяется в отношении передаточных чисел, связанных с ФМ, и, по сути, исполняет роль коэффициента перекрытия, показывающего величину перепада частот вращения дисков в ФМ соседних передач. В синхронизированной же части ПрКП применяется коэффициент рас-синхронизации $p = q^m$, где m – число ФМ.

Методика проектирования поперечного расположения несоосных валов ПрКП

Данная методика включает в себя этапы, приведенные ниже.

1. На основании подобранных передаточных чисел и исходных данных, устанавливающих величины нагрузок в ПрКП, определяются межосевые расстояния (a_i , a_j , a_{j+1}) и диаметры (d_{j1} , d_{j2} , $d_{(j+1)2}$, $d_{i1} = d_{(i+1)1}$, $d_{(i+n-1)1} = d_{(i+n)1}$, d_{i2} , $d_{(i+n)2}$) шестерен исходя из известных зависимостей [4–7, 19].

2. ПрКП делится на два контура: передний – контур фрикционов (несимметричный) (рис. 3), и задний – контур синхронизаторов (симметричный) (рис. 4).

3. Исходя из диаметров и межосевых расстояний строится треугольник заднего симметричного контура так, чтобы вершины зубьев находились друг от друга на расстоянии зазора ϵ .

Зазор между зубьями ϵ (см. рис. 3) выбирается на основании рекомендаций работы [19].

В результате угол раствора контура (см. рис. 4)

$$\gamma_2 = \left[90 - \arccos \left(\frac{D_{(i+n)1} + \varepsilon}{2a_i} \right) \right], \quad (1)$$

где $D_{(i+n)1} + \varepsilon = W_2$.

4. На основании рассчитанных межосевых расстояний и несущей хорды W_2 заднего симметричного контура строится передний несимметричный контур с учетом того, чтобы вершины зубьев, входящих в него шестерен, имели аналогичный зазор ε .

Для этого рассчитывается несущая хорда (см. рис. 3) для несимметричного контура по выражению:

$$W_1 = \left(\frac{D_{j2} + D_{(j+1)2}}{2} + \varepsilon \right).$$

Для последующего расчета выбирается большая величина из двух хорд W_1 или W_2 , т.е.

$$W_{(1,2)} = \max \begin{cases} W_1; \\ W_2. \end{cases}$$

В результате угол раствора для несимметричного контура

$$\gamma_1 = \arccos \left(\frac{a_j^2 + a_{j+1}^2 - W_{(1,2)}^2}{2 a_j a_{j+1}} \right).$$

Если несущая хорда была выбрана по несимметричному контуру, то с учетом ее значения пересчитывается и угол раствора симметричного контура по формуле

$$\gamma_2 = \left[90 - \arccos \left(\frac{W_1}{2a_i} \right) \right].$$

5. При отсутствии специальных требований к расположению осей входного и выходного валов, с учетом обеспечения технологичности корпусных деталей, а также достижения общей симметрии машины стремятся к такому расположению осей входного и выходного валов, при котором они лежат на одной вертикали.

Далее рассмотрим именно такой случай.

Так как в текущем расчете на данном этапе входной и выходной валы занимают неопределенное положение в пространстве, то требуется найти главный угол наклона ромба θ (рис. 5), на который отклонены высоты, построенные из углов растворов γ_1 и γ_2 контуров на несущую хорду от вертикали, проходящей через входной и выходной валы.

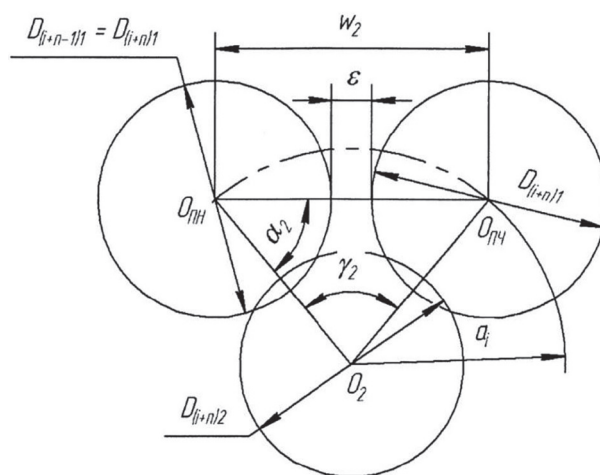


Рис. 4. Симметричный контур ПрКП
(контур синхронизаторов):

$D_{(i+n-1)1}$, $D_{(i+n)1}$ – диаметры вершин зубьев шестерен промежуточных валов, связанных с синхронизаторами соответственно нечетных и четных передаточных чисел на высшей передаче;
 $D_{(i+n)2}$ – диаметр вершин зубьев шестерни выходного вала на высшей передаче;
 W_2 – несущая хорда, определяющая габаритные размеры симметричного контура; γ_2 – угол раствора симметричного контура; α_2 – угол у хорды для симметричного контура

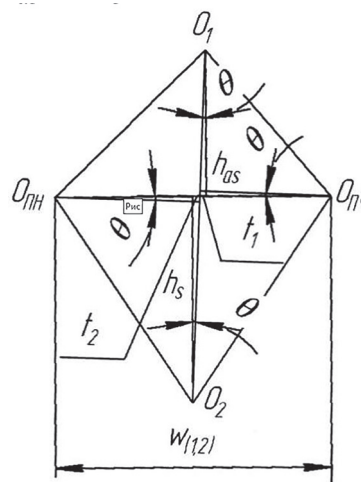


Рис. 5. Схема к определению главного угла
наклона ромба:

θ – главный угол наклона ромба;
 h_{as} , h_s – высоты, построенные из углов раствора соответственно несимметричного и симметричного контуров на несущую хорду; t_1 , t_2 – расстояния, отложенные вдоль несущей хорды от вертикальной оси до высот соответственно для несимметричного и симметричного контуров

Из рис. 5 видно, что для определения главного угла наклона ромба θ , требуется знать расстояние t_1 или t_2 и высоты h_{as} или h_s .

Для этого сначала определим высоты контуров по выражениям:

$$h_{as} = 2S_1 / W_{(1,2)}; \quad h_s = 2S_2 / W_{(1,2)},$$

где $S_1 = \sqrt{P_{p1} W_{(1,2)} a_j a_{j+1} / 2}$ – площадь треугольника несимметричного контура ПрКП; $S_2 = \sqrt{P_{p2} W_{(1,2)} a_i}$ – площадь треугольника симметричного контура ПрКП.

Здесь P_{p1} , P_{p2} – полупериметры треугольников соответственно несимметричного и симметричного контуров ПрКП.

При этом $P_{p1} = (a_j + a_{j+1} + W_{(1,2)}) / 2$, а $P_{p2} = (2 a_i + W_{(1,2)}) / 2$.

Далее определим углы α_1 и α_2 треугольников:

- для симметричного контура

$$\alpha_2 = \arccos \left(\frac{W_{(1,2)}}{2 a_i} \right);$$

- для несимметричного контура

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{W_{(1,2)}^2 + a_j^2 - a_{j+1}^2}{2 W_{(1,2)} a_j} \right).$$

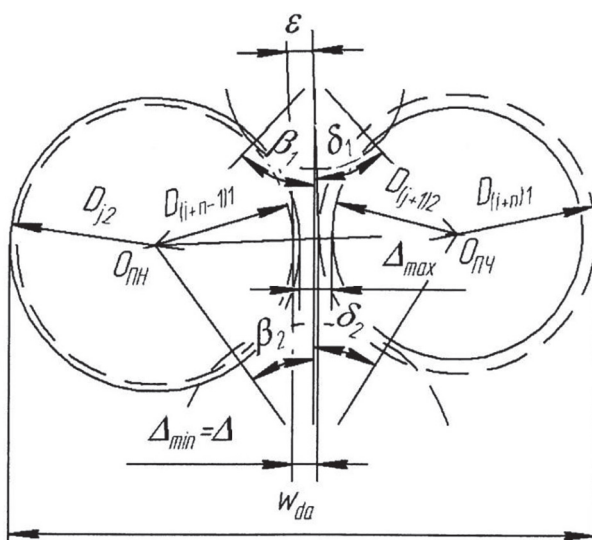


Рис. 6. Пояснение к нахождению габаритной ширины ПрКП:

Δ_{\min} – расстояние между тангенциальными составляющими зазора ε , участвующего в расчете, являющееся наименьшим; Δ_{\max} – расстояние между тангенциальными составляющими зазора другой пары шестерен, не являющегося принятым для расчета зазором ε ; β_1 , δ_1 – составляющие угла раствора несимметричного контура, отсчитываемые от h_{as} ; β_2 , δ_2 – составляющие угла раствора симметричного контура, отсчитываемые от h_s .

После этого находим составляющую взаимного пересечения проекций межосевых расстояний на несущую хорду

$$t = a_j \cos \alpha_1 - a_i \cos \alpha_2.$$

Для определения главного угла наклона ромба θ требуется найти одну из составляющих t , определяющих расстояние от вертикальной оси до высоты вдоль несущей хорды. В данном случае находим расстояние t_1 (относящееся к несимметричному контуру) по формуле:

$$t_1 = t / (h_s / h_{as} + 1).$$

Тогда угол наклона ромба

$$\theta = \arctg(t_1 / h_{as}),$$

завершающий геометрическое описание расположения валов ПрКП и его положение в пространстве.

Данный ромб определяет минимальную возможную габаритную ширину ПрКП в заданных начальных условиях и высоту между входным и выходным валом при минимальной габаритной ширине.

6. Находим значение габаритной ширины ПрКП и высоту расположения входного и выходного валов.

Габаритная ширина ПрКП зависит от параметров ромба и размеров шестерен и определяется из выражения:

$$W_{da} = \frac{D_{1\max}}{2} + \frac{D_{1w}}{2} + \Delta + \frac{D_{2w}}{2} + \frac{D_{2\max}}{2},$$

где D_{1w} – диаметр вершин зубьев шестерни, расположенной на промежуточном валу с одной стороны от вертикали (в нашем случае слева) (рис. 6) и участвующей в определении несущей хорды, принятой за расчетную (может принимать значения D_{j2} или $D_{(i+n-1)1}$); D_{2w} – диаметр вершин зубьев шестерни, расположенной на промежуточном валу с противоположной стороны от вертикали (в нашем случае справа) (рис. 6) и участвующей в нахождении несущей хорды, принятой за расчетную (может принимать значения $D_{(j+1)2}$ или $D_{(i+n)1}$); $D_{1\max}$ – диаметр вершин зубьев наибольшей шестерни, расположенной на промежуточном валу с одной стороны от вертикали (рис. 6) (не обязательно равен D_{1w}); $D_{2\max}$ – диаметр вершин зубьев наибольшей шестерни, расположенной на промежуточном валу с противоположной

стороны от вертикали (рис. 6) (не обязательно равен D_{2w}); Δ – тангенциальная составляющая зазора ε .

Расстояние между тангенциальными составляющими зазора и вершинами зубьев шестерен:

$$\Delta = a_{j+1} \sin \delta_1 + a_j \sin \beta_1 - \left(\frac{D_{1w}}{2} + \frac{D_{2w}}{2} \right),$$

где $\beta_1 = 90 - \alpha_1 - \theta$, а $\delta_1 = \gamma_1 - \beta_1$.

Расстояние между входным и выходным валом ПрКП (см. рис. 2):

$$h_z = a_j \cos \beta_1 + a_i \cos \beta_2.$$

Здесь $\beta_2 = \gamma_2 / 2 + \theta$.

Тогда вертикальная габаритная высота ПрКП по вершинам зубьев шестерен

$$h_{da} = h_z + \frac{D_{j1}}{2} + \frac{D_{i2}}{2}.$$

где D_{j1} и D_{i2} – диаметр вершин зубьев шестерни соответственно входного вала и первой ступени, установленной на выходном валу ПрКП.

Данная методика была использована при проектировании ПрКП для сельскохозяйственных тракторов класса 4.

Выводы

1. Предложенная методика проектирования четырехвалных ПрКП с несоосным расположением валов обеспечивает технологичность конструкции и минимальную габаритную ширину, что позволяет рационально использовать подкабинное пространство трактора под размещение агрегатов трансмиссии.

2. Установлено, что исходя из кинематических параметров передаточных звеньев можно построить ромб, который полностью определяет расположение валов ПрКП.

3. Получены расчетные зависимости, полностью описывающие геометрию ромба расположения валов ПрКП и его положение в пространстве.

4. Получены расчетные зависимости для нахождения габаритных размеров ПрКП и расстояния между входным и выходным валами без выполнения сложных геометрических построений, основанных на графоаналитическом методе итераций.

5. Разработанная методика может быть использована при проектировании ПрКП для автомобилей.

Литература

1. Шарипов В.М., Крючков В.А., Дмитриев М.И., Шевелев А.С. Новое направление в развитии конструкций коробок передач автомобилей и тракторов // Сборник материалов VI Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. С. 214–216.
2. Шарипов В.М., Апелинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
3. Шарипов В.М., Бирюков Д.В., Демсеньев Ю.В. и др. Тракторы и автомобили / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Издательский дом «Спектр», 2010. 351 с.
4. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочник. М.: Машиностроение, 1976. 456 с.
5. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 2. Под общ. ред. А.А. Полуняна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 640 с.
6. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
7. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
8. Красеньков В.И., Васько А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.
9. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин. М.: МГТУ «МАМИ», 2000. 142 с.
10. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач. Методы выбора наиболее рациональных схем планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 с.
11. Шарипов В.М. Метод построения кинематических схем планетарных коробок передач с присоединяемыми планетарными рядами // Справочник. Инженерный журнал. 2013. № 4. С. 30–34.
12. Шарипов В.М., Маринкин А.П. Метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. № 2(14). Т. 1. С. 376–380.
13. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов

- при переключении передач. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 с.
14. Крючков В.А. Методы оценки нагруженности инерционных синхронизаторов в коробке передач трактора с фрикционными муфтами: дис. ... канд. техн. наук. М., 2012. 189 с.
 15. Шарипов В.М., Крючков В.А. Учет воздействия поводкового момента в классической методике расчета работы буксования синхронизатора в коробке передач // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 10. С. 6–11.
 16. Шарипов В.М., Крючков В.А. Буксование выравнивающего элемента синхронизатора в преселекторной коробке передач // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. № 2(14). Т. 1. С. 380–387.
 17. Шарипов В.М., Крючков В.А. Особенности расчета инерционного синхронизатора в преселекторной КП // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 9. С. 24–26.
 18. Щельцын Н.А., Крючков В.А., Шарипов В.М., Иванов И.В., Евтушик О.В. Выбор места установки фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 2. С. 20–24.
 19. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Издательский центр «Академия», 2006. 496 с.
- ### References
1. Sharipov V.M., Kryuchkov V.A., Dmitriev M.I., Shevelev A.S. A new direction in the development of gearboxes designs of automobiles and tractors. *Sbornik materialov VI Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy i dostizheniya avtotransportnogo kompleksa»* [Collection of materials of 5th All-Russian scientific-technical conference “Problems and achievements of automotive complex”] Ekaterinburg: UGTU-UI Publ., 2008. pp. 214-216 (In Russ.).
 2. Sharipov V.M., Apelinskiy D.V., Arustamov L.Kh. i dr. *Traktory. Konstruktsiya* [Tractors. Design.]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
 3. Sharipov V.M., Biryukov D.V., Dement'ev Yu.V. i dr. *Traktory i avtomobili* [Tractors and automobiles.]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Izdatel'skiy dom «Spektr» Publ., 2010. 351 p.
 4. Anilovich V.Ya., Vodolazhchenko Yu.T. *Konstruirovaniye i raschet sel'skokhozyaystvennykh traktorov. Spravochnik* [Design and calculation of agricultural tractors: Directory]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 456 p.
 5. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Zheglov L.F. i dr. *Proektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive vehicles]: V 2 t. T. 2. Pod obshch. red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2000. 640 p.
 6. Lukin P.P., Gasparyants G.A., Rodionov V.F. *Konstruirovaniye i raschet avtomobilya* [Design and calculation of automobile]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 376 p.
 7. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractor]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
 8. Krasnen'kov V.I., Vashets A.D. *Proektirovaniye planetarnykh mekhanizmov transportnykh mashin* [Design of the planetary mechanisms of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 272 p.
 9. Sharipov V.M., Krumbol'dt L.N., Marinkin A.P. *Planetarnye korobki peredach kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Planetary gearboxes of wheeled and tracked vehicles]. Moscow: MGTU «MAIMI» Publ., 2000. 142 p.
 10. Sharipov V.M., Krumbol'dt L.N., Marinkin A.P. *Planetarnye korobki peredach. Metody vybora naibolee ratsional'nykh skhem planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin* [Planetary gearboxes. Methods of selection of the most efficient schemes of planetary gearboxes for transport and traction machines]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 p.
 11. Sharipov V.M. Method of construction of kinematic schemes of planetary gearboxes with attached planetary gear sets. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*. 2013. No 4. pp. 30-34 (In Russ.).
 12. Sharipov V.M., Marinkin A.P. The method of constructing the compact kinematic schemes of planetary gearboxes. *Izvestiya MGTU «MAIMI»*. 2012. No 2(14). Vol. 1. pp. 376-380 (In Russ.).
 13. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Kryuchkov V.A. *Nagruzhennost' friktsionnykh muft i sinkhronizatorov v korobke peredach. Metody rascheta parametrov buksovaniya friktsionnykh muft i vyravnivayushchego elementa sinkhronizatorov pri pereklyuchenii peredach* [Stress loading of friction clutches and synchronizers in gearbox. Methods for calculating the parameters of spinning friction clutches and synchronizers leveling element during gear shifting]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 p.
 14. Kryuchkov V.A. *Metody otsenki nagruzhennosti inertsiionnykh sinkhronizatorov v korobke peredach traktora s friktsionnymi muftami*. Dis.

- ... kand. tekhn. nauk [Methods for evaluation of inertial loading of synchronizers in gearboxes with friction clutches. Dissertation for Ph.D.]. Moscow, 2012. 189 p.
15. Sharipov V.M., Kryuchkov V.A. Assessment of impact of flanged moment in the classical method of calculating the spinning work of synchronizer in gearbox. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*. 2011. No 10. pp. 6-11 (In Russ.).
16. Sharipov V.M., Kryuchkov V.A. Spinning of equalization element of synchronizer in semi-automatic transmission. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2012. No 2(14). Vol. 1. pp. 380-387 (In Russ.).
17. Sharipov V.M., Kryuchkov V.A. Features of the calculation of inertial synchronizer in semi-automatic transmission. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2011. No 9. pp. 24-26 (In Russ.).
18. Shchel'tsyn N.A., Kryuchkov V.A., Sharipov V.M., Ivanov I.V., Evtushik O.V. Selecting the installation location of the friction clutches and synchronizers in the gearbox. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2013. No 2. pp. 20-24 (In Russ.).
19. Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovanie uzlov i detaley mashin* [Design of units and details of machines]. Moscow: Izdatel'skiy tsentr «Akademiya» Publ., 2006. 496 p.

DESIGN OF FOUR SHAFT MISALIGNED SEMI-AUTOMATIC TRANSMISSIONS FOR AGRICULTURE TRACTORS

Dr. Eng V.M. Sharipov, Dr. Eng V.F. Platonov, Ph.D. V.A. Kryuchkov, Ph.D. E.M. Alendeiev
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), FGBNU "FNATs VIM",
NII STALI research institute
trak@mami.ru

When designing semi-automatic transmissions for tractors and automobiles the engineers of machine-building enterprises face the lack of techniques that allow uniquely identifying their design parameters. In particular, when determining the shaft layout in four shaft semi-automatic transmissions with shaft misalignment design with the need to respect the minimum width the mutual influence arises of geometry parameters and design of gears to each other and to the overall width the same time. In solving this problem it is necessary to resort to the use of graphic-analytical method with a large number of iterations that is time-consuming and does not provide a guarantee of repeatability of result.

The article describes a technique that allows choosing rational parameters of the basic kinematic units to ensure minimal overall width, and uniquely identify its position in space. Sequence of design of semi-automatic transmission is reduced to the choice of gear ratios and the formation of a rational layout of shafts through which minimizing of its overall width is achieved. It was established that, on the basis of the kinematic parameters of the units it is possible to build a rhombus which completely determines the location of the shafts in semi-automatic transmission. For a complete description of the geometry of the rhombus and its position in space were obtained the corresponding analytical dependences allowing to determine the dimensions of semi-automatic transmission and the distance between the input and output shafts without the use of graphic-analytical method with a large number of iterations.

The developed method of design of semi-automatic transmissions can be used to create similar assemblies for automobiles.

Keywords: agricultural tractor, semi-automatic transmission, misalignment of the shaft design, synchronizer, friction clutch, gears, synchronizers circuit, frictions circuit, rhombus arrangement of shafts, minimal overall width.