

УДК 621.833

Д. Т. Бабичев, доктор технических наук, профессор
Тюменский индустриальный университет

КОНЦЕПЦИЯ РАЗВИТИЯ МЕТОДА М. Л. НОВИКОВА СИНТЕЗА СОПРЯЖЕННЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ С ПЕРВОНАЧАЛЬНО ТОЧЕЧНЫМ КАСАНИЕМ ПОВЕРХНОСТЕЙ*

Важный начальный этап проектирования передач – выбор способа образования сопряженного зацепления. Есть две группы таких способов: классические и изначально оптимизирующие. При использовании оптимизирующих способов синтез начинают с выбора вида и положения мгновенных площадок контакта зубьев, при которых передаваемое окружное усилие будет максимальным. Таковым является метод М. Л. Новикова (1956). Но в этом методе отсутствуют методики синтеза оптимальных контактных площадок и линий зацепления. Для доработки метода разработана новая концепция синтеза и проектирования передач. Представлен план работ по реализации этой концепции, включающий 5 этапов. Изложено содержание работ первого этапа – создание матмоделей и программ для исследования пространства зацепления. Описаны: цель; системы координат; параметры линии зацепления и мгновенной площадки контакта; качественные показатели. Приведены законы механики, научные знания и основные расчетные уравнения, используемые на первом этапе работ. Названы основные задачи второго этапа – выявление областей благоприятных, неблагоприятных и недопустимых значений качественных показателей; разработка алгоритмов выбора оптимальных линий зацепления и контактных линий и др. Дана оценка степени сложности этого этапа.

Ключевые слова: проектирование передач, способы образования сопряженных зацеплений.

Актуальность задачи и постановка проблемы

Привлекательным способом повышения нагрузочной способности передач является совершенствование их геометрии, т. е. позволяет при тех же материалах, точности изготовления, смазке и затратах на изготовление получать передачи с меньшими габаритами и весом. Геометрия передач определяется на этапе их проектирования. Проектирование обычно начинают с выбора способа образования сопряженного зацепления. Множество таких способов, берущих свое начало от двух классических способов Оливье [1], позволяет проектировать добротные передачи под обработку зубчатых деталей типовыми инструментами и на имеющихся станках.

В последнее время становится востребованным иной подход: сначала нужно найти и оптимизировать форму зубьев, обеспечивающих максимально возможную нагрузочную способность, а затем разработать и реализовать техпроцесс их зубообработки. В этом случае для поиска поверхностей зубьев нужны иные методы синтеза, основанные в том числе и на анализе пространства зацепления [2], т. е. того, как зависят качественные показатели контакта зубьев от геометрии касающихся поверхностей и от положения точек контакта в неподвижной системе координат. Знание свойств пространства зацепления позволит выявить зоны, в которых следует формировать линию (поверхность) зацепления. Это актуально при проектировании высоконагруженных передач.

Предложенный способ решения

Востребована разработка новой методики синтеза передач и ее последующая реализация в системе компьютерного проектирования. Предлагается такая концепция новой методики синтеза:

1. Синтез передачи начинается с задания контактных линий и линий зацепления для каждой стороны зуба. (Сейчас синтез начинают обычно с задания производящей поверхности или поверхности зуба одного из колес.)

2. В основу концепции синтеза следует положить метод М. Л. Новикова [3, 4] синтеза передач с точечной системой зацепления.

3. Метод Новикова нуждается в доработке: в нем отсутствуют методики синтеза оптимальных контактных линий и линий зацепления.

4. Доработать метода Новикова можно, создав методику синтеза оптимальных линий зацепления, основанную на анализе свойств пространства зацепления.

5. Промежуточные результаты свойств пространства зацепления (те, что следует использовать в алгоритмах синтеза линий зацепления) – значения качественных показателей в точках, расположенных в местах возможного контакта зубьев в пространстве зацепления, т. е. в неподвижной системе координат.

6. Полагаем, что один из главных локальных геометрических элементов при синтезе есть мгновенная площадка контакта зубьев. Ее форма в точечных зацеплениях – эллипс. Параметры площадки: площадь, размеры, положение.

7. Набор исходных данных для синтеза следует брать близким к набору данных, используемых при проверочных расчетах передач. Это модули, числа зубьев, размеры зубчатых колес и др. При синтезе эти данные уточняются.

8. Один из главных показателей передачи – допустимое контактное напряжение $[\sigma_H]$ – пересчитывается во всех анализируемых точках в требуемую площадь S мгновенной площадки контакта. S становится основой и для нахождения требуемых размеров площадки контакта, и расчета локальных качественных показателей, а в последующем и синтеза оптимальной линии зацепления.

В статье рассмотрен лишь начальный этап работ по созданию единой методики оптимизационного синтеза передач на параллельных, пересекающихся и перекрещивающихся осях. Это разработка матмоделей и программ.

Краткий обзор работ по методам синтеза зацеплений

Процесс синтеза передачи условно можно разбить на два этапа: выбор способа образования зацепления и оптимизация геометрии зацепления.

О способах образования зацеплений. Многообразие этих способов можно разделить на две группы: классические и изначально оптимизирующие.

Классические способы берут свое начало от двух способов Оливье [5] и ориентированы на нахождение сопряженных поверхностей в передачах и в станочных зацеплениях. В [6] описаны 8 классических способов образования сопряженных зацеплений, разработанных Т. Olivier, А. Ф. Николаевым, Я. С. Давыдовым, Н. Н. Крыловым, Ф. Л. Литвиным и М. Л. Ериховым. Во всех этих способах поверхности зубьев Σ_1 и Σ_2 формируются по методу огибания, а сам синтез передач начинают с выбора производящего элемента Σ_0 или (Σ_{01} и Σ_{02}). При этом используют только три следующих базовых понятия: 1) Σ_0 – в виде поверхности или линии; 2) Σ_1 и Σ_2 – формируемые элементы; 3) относительные движения двух взаимодействующих элементов: ($\Sigma_0 \rightarrow \Sigma_1$) – однопараметрические и двухпараметрические; ($\Sigma_{01} \leftrightarrow \Sigma_{02}$) – жестко связанные и подвижные и т. д.

Оптимизирующие способы образования зацеплений. Их принципиальное отличие от классических способов в том, что при синтезе задают не производящую поверхность (линию) Σ_0 или Σ_1 , а подбирают расположение площадки их контакта под нагрузкой, при котором передаваемое окружное усилие становится наибольшим. Именно такой подход был использован при синтезе передач с линейчатым касанием Вильдгабером [7], а при синтезе передач с точечным касанием М. Л. Новиковым. Так возникли передачи Вильдгабера – Новикова. Причем в [8, 9] не только предложены передачи с точечной системой зацепления и с повышенным окружным усилием, но и сформулирован способ синтеза таких передач, называемый ныне методом М. Л. Новикова. Вот фразы

из [10]: «зубчатая передача с параллельными осями с предельным случаем точечного контакта, переходящего в линейчатый, с криволинейной контактной линией, расположенной поперек зубцов»; «а линия зацепления ... является прямой или плавной линией». Но у М. Л. Новикова нет ответа на важный вопрос – как синтезировать линию зацепления и контактную линию, обеспечивающие наибольшую прочность зубьев. В том числе для передач на перекрещивающихся осях.

В последние десятилетия при синтезе передач ряд исследователей (Л. В. Коростелёв, С. А. Лагутин, В. П. Шишов, В. И. Гольдфарб, Е. С. Трубочёв, автор статьи и др.) стали учитывать, как ведут себя качественные показатели в неподвижной системе координат (в пространстве зацепления). Метод синтеза по Новикову развиваем, опираясь на анализ пространства зацепления.

Большое влияние на методологию развития этого метода оказала работа [11]. В ней предложена и исследована новая разновидность передач Новикова – Вильдгабера с диагональным расположением контактных линий, что увеличило изгибную прочность зубьев. Эта работа подсказала, что проектирование передач надо начинать с синтеза формы и вида контакта зубьев, а не с вида производящего контура и последующей оптимизации ее параметров (как в [12]).

Законы механики и научные знания, используемые при доработке метода синтеза по Новикову

Пояснения к положениям и расчетным формулам. Подвижные звенья передачи обозначаем цифрами 1 и 2. Со звеном 1 связана система координат $X_1Y_1Z_1$, на нем находится производящая (или известная) поверхность Σ_1 . Со звеном 2 связана система $X_2Y_2Z_2$, на нем находится формируемая (или искомая) поверхность Σ_2 . Со стойкой связана система координат $X_0Y_0Z_0$, в ней находится поверхность и линии зацепления. Список принятых обозначений дан в табл. 1.

Таблица 1. Обозначение параметров, входящих в формулы

a_{12}, V_{12} – ускорение и скорость точки на Σ_1 относительно системы координат $X_2Y_2Z_2$.	
a_N – ускорение внедрения точки на Σ_1 в систему координат $X_2Y_2Z_2$.	a_L, a_p – длины мгновенных площадок контакта зубьев при их линейном (a_L) и точечном (a_p) касании; ($a_L=L$).
b_L, b_p – ширина площадок контакта.	
E_1, E_2 – модули упругости материалов двух контактирующих зубьев.	F – нормальная сила в контакте зубьев. L – длина линии контакта зубьев.
N, n – вектор и орт нормали к Σ_1 ; они направлены наружу из тела звена 1.	\dot{n} – производная n , обусловленная как движением звеньев, так и поворотом n , из-за скольжения точки по Σ_1 со скоростью
S_L, S_p – площади прямоугольных (S_L) и эллиптических (S_p) площадок контакта.	$C = -V_{12}$.
r_1, r_2 – радиусы кривизны центроид.	$V_N = V_{12} \cdot n$ – скорость внедрения; см. [13]
α – торцовый угол зацепления.	ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны профилей или поверхностей зубьев; $\rho > 0$ для выпуклых тел, $\rho < 0$ для вогнутых.
ρ_Σ – приведенный радиус кривизны; при $\rho_\Sigma > 0$ – касание тел правильное (огигающая Σ_2 снаружи тела 1), при $\rho_\Sigma < 0$ тела внедрены друг в друга (Σ_2 находится внутри тела 1).	$\rho_{\Sigma 1}, \rho_{\Sigma 2}$ – главные приведенные радиусы кривизны; при линейном касании $\rho_{\Sigma 2} = \infty$. σ_H – максимальные контактные напряжения в центре площадки контакта (σ_{HL} – при линейном касании; σ_{Hp} – при точечном).
$\rho_{\Sigma W}$ – это ρ_Σ в полюсе зацепления W .	σ_{HW} – это σ_H в полюсе зацепления W .
ω_r – угловая скорость перекачивания тела 1 по телу 2 в плоскости, где вычисляют ρ_Σ .	
ω_{rv} – скорость перекачивания в плоскости, перпендикулярной той, где вычисляют ρ_Σ .	

Ниже приведены наиболее важные законы, положения и расчетные формулы.

Основная теорема пространственных и плоских зацеплений

Вариант 1. В точках касания профилей и поверхностей вектор V_{12} перпендикулярен вектору нормали N , т. е. $V_{12} \cdot N = 0$ (Ф. Л. Литвин).

Вариант 2. В точках касания профилей и поверхностей скорость внедрения $V_N = V_{12} \cdot n$ равна нулю (В. А. Шишков).

Вариант 3 (только для плоских зацеплений). Общая нормаль к профилям, проведенная в точке их касания, проходит через полюс зацепления.

Связь напряжений σ_H с геометрическими параметрами в контакте зубьев

В табл. 2 приведены формулы, используемые на начальном этапе работ. Обратите внимание в табли-

це на формулы (8a), (8b), (9b) и (10b). Они показывают, что напряжения σ_H , силы F и площади S связаны простыми линейными зависимостями как для изначально точечного, так и линейного касания тел. Следовательно, σ_H можно находить, не зная радиусы кривизны в зацеплении. Это позволяет при синтезе брать в качестве начальных геометрических показателей контакта зубьев не радиусы ρ_1 , ρ_2 или ρ_Σ , а площади S_L или S_p , а также: а) оперировать напряженными значениями напряжений σ_H , а не более сложными и абстрактными ρ_1 , ρ_2 и ρ_Σ ; б) избежать на начальных этапах синтеза проблем двойственности задачи поиска сопряженных профилей, когда одни и те же σ_H можно получить при двух разных парах ρ_1 и ρ_2 в сопряженных профилях [14].

Таблица 2. Основные расчетные уравнения

Радиусы кривизны поверхностей и профилей			
Уравнение Эйлера – Савари [15] для плоских зацеплений. Уравнения такой общности для пространственных зацеплений до сих пор нет.		$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \left(\frac{1}{\rho_1 \pm x} + \frac{1}{\rho_{12} \pm x} \right) \cdot \sin \alpha$ (1)	
$\rho_\Sigma = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ (2)	$\rho_{\Sigma W} = r_\Sigma \cdot \sin \alpha = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \cdot \sin \alpha$ (3)	$\rho_\Sigma = -\frac{a_n}{\omega_r^2}$ (4)	$\rho_\Sigma = -\frac{a_n}{\omega_r^2 + \omega_{ry}^2}$ (5)
Ускорение внедрения a_N – производная V_N по времени; не зависит от направления нормального сечения, в котором находят ρ_Σ . Подробнее в [16, 17].		$a_n = \frac{dV_n}{dt} = \frac{d}{dt}(V_{12}n) = a_{12}n + V_{12}n$ (6)	
Контактные напряжения σ_H и размеры мгновенных площадок контакта			
Формулы Герца для линейного касания зубьев	$\sigma_{HL} = \sqrt{\frac{F(\rho_1 + \rho_2) \cdot E_1 E_2}{\pi L \rho_1 \rho_2 [E_1 \cdot (1 - \nu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \nu_1^2)]}}$ (7a)	$\sigma_{HL} = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{L\rho_\Sigma}}$ (7b)	
σ_H как функция $\sigma_{HL} = f(F, S)$	$\sigma_{HL} = \frac{4}{\pi} \frac{F}{S_L} \cong \frac{1,273 \cdot F}{S_p}$ (8a)	$\sigma_{Hp} = \frac{1,5 \cdot F}{S_p}$ (8b)	
Размеры при линейном касании	$S_L = a_L \cdot b_L$ (9a)	$S_L \cong \frac{1,273 \cdot F}{\sigma_{HL}}$ (9b)	$b_L = \frac{S_L}{a_L}$ (9c)
Размеры при точечном касании	$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot a_p \cdot b_p$ (10a)	$S_p = \frac{1,5 \cdot F}{\sigma_{Hp}}$ (10b)	$b_p \cong \frac{1,273 \cdot S_p}{a_p}$ (10c)

План работ по реализации новой концепции синтеза и проектирования

План составлен на основе опыта работы над проектом «Синтез профилей зубьев цилиндрических прямозубых передач, имеющих максимальную контактную прочность». Итог работ – синтезированы равнопрочные передачи [18]. В них вдоль всей линии зацепления или на заданном ее участке $\sigma_H = [\sigma_H]$. Как все равнопрочные конструкции, такая передача будет иметь минимальный вес.

Этап 1. Создание мат. моделей и программ для исследования влияния параметров мгновенной площадки контакта на локальные качественные показатели.

Этап 2. Анализ свойств пространства зацепления [19], т. е. множества точек Σ_0 в неподвижной $X_0Y_0Z_0$, в которых возможно касание зубьев. Из Σ_0 выделяем допустимое множество Σ_k ($\Sigma_k \cap \Sigma_0$) – точки, в которых значения качественных показателей (угол давления, ρ_Σ и др.) лежат в указанных пределах.

Этап 3. Создание матмоделей и программ для синтеза линий зацепления.

Этап 4. Синтез передач различного типа и исследование их свойств.

Этап 5. Доработка алгоритмов синтеза и подготовка тех. задания на создание системы компьютерного оптимизационного проектирования передач.

Основное содержание работ этапа 1

Цели этого этапа работ: 1) сформулировать задачи синтеза как задачи условной и безусловной оптимизации; 2) определить перечень варьируемых и вычисляемых параметров, а также набор качественных показателей; 3) создать мат. модели, алгоритмы и программы для выполнения этапа 2.

Применяемые системы координат. Для задания положения и движения звеньев применяем системы координат обобщенного зацепления, описанные в [20]. В них можно вписать любой плоский или пространственный трехзвенный механизм с одной высшей кинематической парой. В данном проекте в эти

системы координат вводим еще одну неподвижную систему $X_0Y_0Z_0$, в которой задаем и будем получать линию зацепления. Ось OZ_0 совпадает с осью относительного винтового движения звеньев (точка O – в точке пересечения осей звеньев или на межосевом перпендикуляре); ось OX_0 – вдоль межосевого перпендикуляра или в плоскости пересечения осей звеньев.

Линии зацепления и ее параметры. Линии зацепления будут использоваться в проекте в двух вариантах работы с ними: 1) линии задает пользователь; 2) линии синтезирует компьютер. В обоих случаях линию зацепления располагаем в неподвижной $X_0Y_0Z_0$. В первом случае это будет пространственная или плоская кривая, расположенная на поверхности вращения вокруг оси OZ_0 . Во втором случае – начальная точка на синтезируемой линии зацепления. В обоих видах задач задаем три параметра: z_0 – координата по оси OZ_0 ; r_0 – расстояние точки от оси OZ_0 (полярный радиус); θ – полярный угол (поворот вокруг OZ_0).

Параметры мгновенной площадки контакта.

Это 7 параметров: три параметра положения: z_0 , r_0 и θ , описанные в предыдущем разделе; два параметра размера: S – площадь; $K_{ba} = b/a$ – коэффициент ширины; и два параметра ориентации: β_V – угол поворота нормали \mathbf{N} (в центре площадки) вокруг вектора \mathbf{V}_{12} (нормаль \mathbf{N} «помещается» в плоскость, перпендикулярную \mathbf{V}_{12} , уравнением зацепления $\mathbf{V}_{12} \cdot \mathbf{N} = 0$); β_N – угол поворота площадки вокруг нормали \mathbf{N} к Σ_1 .

Варьируемые параметры в мат. моделях, создаваемых на этапе 1, и оценка сложности этапа 2. Для исследования пространства зацепления Σ_0 в допустимой зоне Σ_k нужно варьировать параметрами передач: межосевым расстоянием a_w (2 значения: {0, 100 – базовый размер}), межосевым углом γ (≈ 5 значений), передаточным отношением i_{12} (≈ 5 значений). Это ≈ 50 передач; приемлемо.

Для каждой передачи варьируемыми параметрами являются все 7 параметров мгновенной площадки контакта: z_0 , r_0 , θ ; S , K_{ba} ; β_V , β_N . Площадь S как варьируемый параметр можно исключить, выразив S через σ_H – см. формулы (9b) и (10b) в табл. 2, а σ_H задавать константой, значение которой зависит от вида передачи. Параметры r_0 и θ считаем основными, они изменяются во внутренних циклах, на осях r_0 и θ отображаем зависимости качественных показателей (строим трехмерные диаграммы). Таким образом, из семи параметров варьируемыми остаются четыре. Если каждый из них будет иметь по 4...5 значений, то общее число диаграмм для одного качественного показателя будет равно $4^4 \dots 5^4 = 256 \dots 625$. Это много. Потребуется проводить планирование компьютерных экспериментов и делать компьютерную обработку результатов расчета с предоставлением результатов аппроксимации в виде формул и графиков.

О наборе качественных показателей, используемых на этапе 1. Используем лишь локальные показатели, т. е. показатели, характеризующие условия взаимодействия зубьев в окрестности имеющейся точки их контакта. Это используемые многими:

угол давления, коэффициенты удельного скольжения, скорость скольжения зубьев, коэффициент потерь мощности и др. Учитываем и новые показатели: правильность касания тел ($\mathbf{a}_N < 0$ – касание правильное); коэффициенты чувствительности к погрешностям положения зубчатых колес [21]; удельную работу рабочих поверхностей A_F [22] и др.

Основные задачи этапа 2

1. Выявить зоны в пространстве зацепления Σ_0 : благоприятных Σ_k , неблагоприятных Σ_{kN} и недопустимых Σ_N значений качественных показателей.

2. Построить номограммы зависимостей качественных показателей зацепления от параметров линии зацепления и параметров площадки контакта.

3. Попытаться выработать алгоритмы выбора линий зацепления и параметров площадок контакта, обеспечивающих максимальную контактную и высокую изгибную прочность зубьев для передач разного типа и назначения.

4. Проверить и уточнить две гипотезы из работы [23]:

Гипотеза 1. Геометрию сопряженных поверхностей Σ_1 и Σ_2 следует задавать так, чтобы линия контакта Σ_1 с Σ_2 была перпендикулярна линии зуба.

Гипотеза 2. Направление линии зуба в цилиндрических и конических передачах задавать близкими к направлению вектора ω_{12} .

5. Выработать схожую гипотезу для передач с перекрещивающимися осями.

6. Подготовить исходный материал для выполнения работ этапа 3.

Библиографические ссылки

1. Olivier T. Theorie geometrique des engrenages, Paris, 1842.
2. Лагутин С. А. Пространство зацепления и его элементы // Машиноведение. – 1987. – № 4. – С. 69–73.
3. Новиков М. Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. – М. : Изд-во ВВИА им. Жуковского, 1958. – 186 с.
4. Новиков М. Л. Зубчатые передачи, а также кулачковые механизмы с точечной системой зацепления : АС СССР № 109113, кл. 47h,6 от 19.04.1956.
5. Olivier T. Theorie geometrique des engrenages, Paris, 1842.
6. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
7. Wildhaber, Ernest. Helical Gearing: Патент США № 1601750 от 5.10.1926.
8. Новиков М. Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. – М. : Изд-во ВВИА им. Жуковского, 1958. – 186 с.
9. Новиков М. Л. Зубчатые передачи, а также кулачковые механизмы с точечной системой зацепления : АС СССР № 109113, кл. 47h,6 от 19.04.1956.
10. Там же.
11. Litvin F. L., Feng P.-H. and Lagutin S. A. Computerized Generation and Simulation of Veshing and Contact of Nev Type of Novikov-Wildhaber Helical Gears // NASA Contractor Report CR-2000-209415/ARL-CR-428.2000
12. Там же.
13. Шишков В. А. Образование поверхностей резанием по методу обкатки. – М. : Машигиз, 1951. – 150 с.
14. Babichev D. and Storchak M. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength // Production

Engineering. Research and Development. –2015, vol. 9 – N. 1, Springer.– p. 87-97. ISSN 0944-6524.

15. *Литвин Ф. Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.

16. *Babichev D. and Storchak M.* Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength // Production Engineering. Research and Development. –2015, vol. 9 – N. 1, Springer.– p. 87-97. ISSN 0944-6524.

17. *Бабичев Д. Т., Сторчак М. Г., Бабичев Д. А.* Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач // Теория и практика зубчатых передач : сб. тр. Междунар. симпози. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2013. – С. 309–315.

18. Там же.

19. *Лагутин С. А.* Пространство зацепления и его элементы // Машиноведение. – 1987. – № 4. – С. 69–73.

20. *Babichev D. T.* Acceleration of introduction – is an important factor of the process of surfaces formation by means of bending. The 7th international Conference and Research and Development of mechanical Elements and Systems: IRMES 2011: 8.6. Zlatibor, Serbia. – 2011. – P. 611–18.

21. *Бабичев Д. Т., Сторчак М. Г., Бабичев Д. А.* Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач // Теория и практика зубчатых передач : сб. тр. Междунар. симпози. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2013. – С. 309–315.

22. *Бабичев Д. Т.* Развитие теории зацеплений и формообразования поверхностей на основе новых геометрокинематических представлений : дис. ... д-ра техн. наук. – Тюмень, 2005. – 421 с.

23. Там же.

D. T. Babichev, DSc in Engineering, Professor, Tyumen Industrial University

Concept of Development of Novikov Method for Synthesis of Conjugate Gearing with Initially Point Contact of Surfaces

The most important stage of gear design is the choice of method for generation of conjugate gearing. There are two possible groups there: classical and initially optimizing. When applying the initially optimizing method, synthesis is started from the choice of the type and arrangement of instant tooth contact areas for which the transmitted torque will be maximum. One of such methods was proposed by M. L. Novikov in 1956. But the methods for synthesis of optimal contact areas and meshing lines are absent there. In order to revise this method, a new concept of gear synthesis and design is stated. The plan on implementation of this concept, consisting of 5 steps is proposed. The content of the first step is presented, that is, development of mathematical models and programs for investigation of the meshing space. The following features are described: the purpose, coordinate systems, parameters of the meshing line and instant contact area, and qualitative parameters. Laws of mechanics, scientific information and basic analytical equations used at the first step are stated. The main problems of the second step are established: revealing the areas of favorable, unfavorable and unallowable values of qualitative parameters, development of algorithms for the choice of optimal meshing and contact lines, etc. The level of complexity for this step is assessed.

Keywords: theory of gearing, gear design, tooth contact synthesis.

Получено: 17.03.17