

УДК 62.234

doi 10.54708/19926502\_2024\_28410669

## Статический анализ передачи винт-гайка с реализацией клинового зазора в зацеплении витков резьбы

С.С. Прокшин<sup>а</sup>, С.М. Минигалеев<sup>б</sup>, В.Р. Мухамадеев<sup>в</sup>

ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий» (УУНиТ), г. Уфа, Россия

**Аннотация.** Широкое распространение получили механические передачи с преобразованием вращательного движения в поступательное помимо зубчато-реечных передач. Наиболее часто используются передачи на основе обычных или специальных резьб – передачи винт-гайка скольжения, обладающие высокой нагрузочной способностью, технологически и конструктивно несложные. В статье изложен сравнительный анализ передач винт-гайка по нагрузочной способности, подтверждающий эффективность предлагаемой передачи.

**Ключевые слова:** механическая передача, винт-гайка, ходовая резьба, контактная задача прочности, КПД передачи, клиновой зазор.

<sup>а</sup>ssp-41@mail.ru, <sup>б</sup>msergem@mail.ru, <sup>в</sup>vener\_muhamadeev@mail.ru

### Введение

Механические передачи для преобразования вращательного движения в поступательное весьма широко распространены в грузоподъемных машинах, в передачах в приборостроении, в транспортном машиностроении, в геофизических скважинных устройствах и в других областях. Наиболее часто используются передачи вида «винт-гайка скольжения» на основе обычных или специальных резьб. Однако низкий КПД таких передач послужил причиной появления передач с промежуточными телами качения:

- 1) Шарико- и роликовинтовых передач [1, 2];
- 2) Гидростатических передач винт-гайка [3], требующих подачи жидкости в зазоры резьбы под давлением;
- 3) Планетарных передач [3, 4];
- 4) Волновых передач;
- 5) Несоосных передач и других сложных (с конструктивной и технологической точек зрения) механизмов [1, 3, 5].

Применение перечисленных механизмов, обладающих высоким КПД, дорого в производстве и часто ограничено по компоновочным условиям и нагрузочной способности.

Целью настоящей работы является статический и кинематический анализ передачи винт-гайка скольжения с возможностью реализации гидродинамических эффектов в элементах резьбы (далее – ВГК).

### Сведения об особенностях геометрии передачи винт-гайка с клиновым зазором в зацеплении. Вопросы технологии

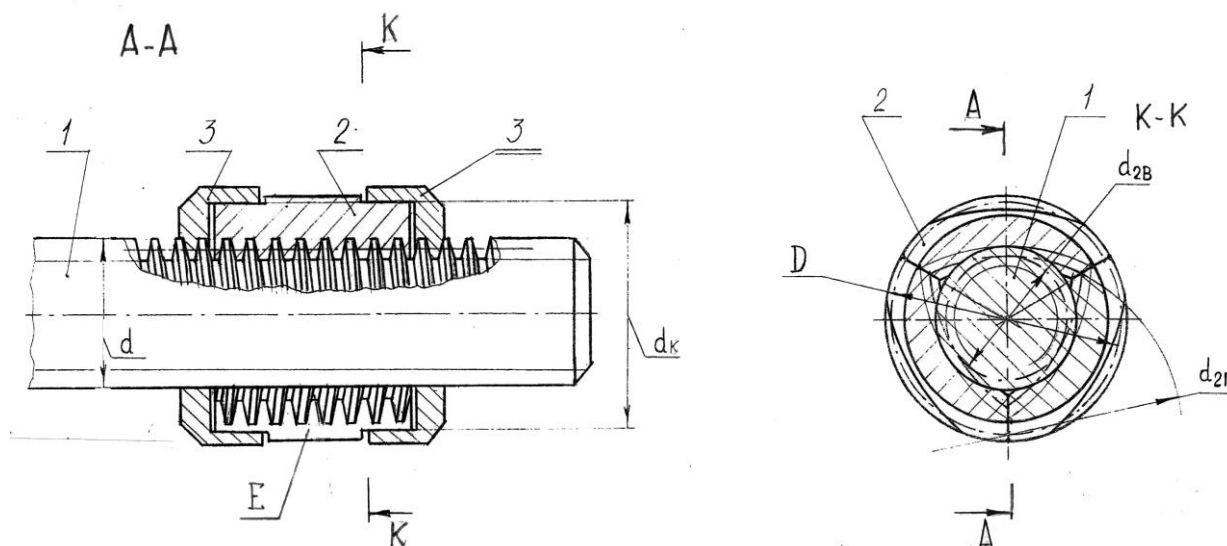
В одной из недавно появившихся конструкций, предложенной и защищенной патентом RU № 2647394 [6], рассмотрена идея обеспечения гидродинамического режима в зацеплении витков резьбы ходового винта и гайки, за счет создания клинового зазора. Радиальные составляющие усилия в зацеплении уравновешены, в отличие от известной несоосной передачи [2] винт-гайка. Эффект достигается за счет применения гайки, содержащей вкладыши в виде резьбовых сегментов, резьба которых имеет шаг, равный шагу резьбы винта, а средние диаметры рассматриваемых резьб винта и сегмента находятся в соотношении

$$d_{2Г} / d_{2В} = N ,$$

где  $d_{2В}$  – средний диаметр резьбы винта;  $d_{2Г}$  – средний диаметр резьбы гайки;  $N$  – число сегментов (вкладышей).

Для обеспечения этого соотношения при условии нормального оптимального зацепления витков резьб винта и вкладышей необходимо совпадение углов подъема винтовых линий на средних диаметрах, которое достигается за счет использования резьбы вкладышей, имеющих число заходов  $z_r = N$ .

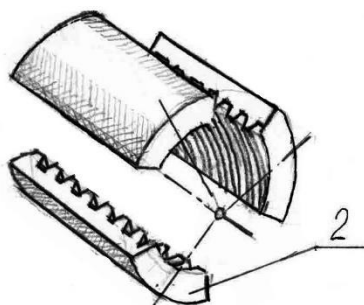
В реализованной в виде опытного образца конструкции содержатся три вкладыша с трехзаходной резьбой гайки и винт с однозаходной резьбы. Конструкция выполнена с применением трапецеидальной (ГОСТ 9484-73) резьбы стального винта Трап 18×4 в сочетании с нестандартной резьбой гайки, изготовленной из бронзы, причем, отношение средних диаметров этих резьб  $N = 3$ , равно числу вкладышей. На Рис. 1 показана конструкция передачи винт-гайка с клиновым зазором в зацеплении витков, далее ВГК.



**Рисунок 1.** Геометрические параметры передачи винт-гайка ВГК с клиновым зазором в зацеплении.

Позиции обозначают: винт ходовой – 1; вкладыш – 2; обойма (2 штуки) – 3. В разрезе Б-Б (Рис. 1) показаны вкладыши в контакте с винтом.

Технология изготовления вкладышей не сложна. Заготовкой является обычная гайка с внутренней трапецеидальной резьбой, которая разрезается на шесть равных частей, причем на каждую гайку механизма (передача ВГК) используются по три одинаковых, (например, четных) вкладыша, как это показано на Рис. 2.



**Рисунок 2.** Детали передачи.

Характер контактирования витков резьб винта 1 (Рис. 3, а) и вкладыша 2 поясняется изображением геометрических осей  $O_B-O_B$  и  $O_r-O_r$ , смещенных относительно друг друга на величину  $e = d_{2B}$  (Рис. 3, б). Рассмотрение сечений Б-Б и Г-Г однозначно показывает появление зазоров между витками винта и гайки по мере удаления от сечения Г-Г, что показывает наличие клинового зазора в контакте. Очевидно, что этот контакт осуществляется по линиям  $b$ ,

число которых определяется высотой гайки, шагом резьбы и числом вкладышей. Возникает предпосылка к использованию решения контактной задачи для случая контакта по линии при рассмотрении вопросов прочности.

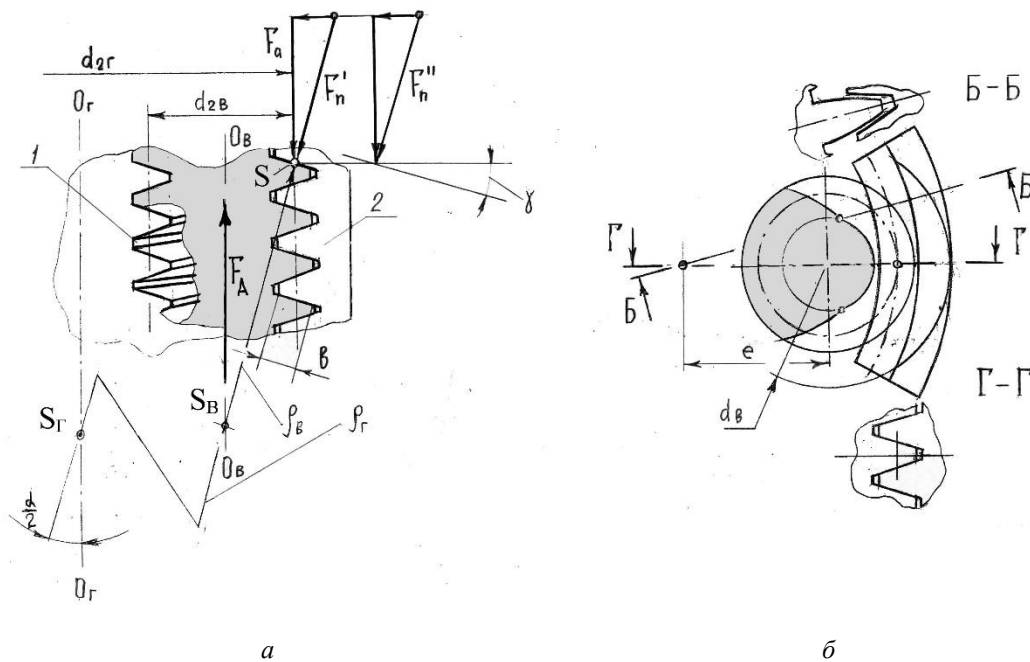


Рисунок 3. К анализу статики предлагаемой передачи.

### Критерии работоспособности передачи ВГК. Методы расчета

Известная формула Г. Герца для этого случая в виде определения контактного напряжения  $\sigma_H$  [1]

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2 \cdot \pi \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \frac{F_n}{b \cdot \rho}}$$

После некоторых упрощений возникает возможность решить задачу по определению допустимой нагрузки  $F_n''$  на один контакт, если принять

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E \cdot F_n''}{b \cdot \rho}} \leq [\sigma_H].$$

В этих формулах:

$E$  – приведенный модуль упругости, вычисленный по формуле  $E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ , в которой

$E_1$  и  $E_2$  – модули упругости контактирующих тел;  $\rho$  – приведенный радиус кривизны, при  $\rho_B$  и  $\rho_r$ , соответственно равных радиусам кривизны винта и вкладыша в контакте,

$$\rho = \frac{\rho_r \cdot \rho_B}{\rho_r - \rho_B}; \quad (1)$$

$\mu$  – коэффициент Пуассона.

Допустимая нагрузка на единичный контакт в резьбе

$$F_n'' = \frac{b \cdot \rho}{E} \cdot \left( \frac{[\sigma_H]}{0,418} \right)^2. \quad (2)$$

При контакте эта сила действует по нормали и является геометрической суммой сил  $F_a$  и  $F_n$ , связанных с углом подъема винтовой линии  $\gamma$  на среднем диаметре резьбы винта  $d_{2B}$  и углом  $\alpha/2$  – половиной угла профиля, что приводит к зависимости

$$[F_a] = F_n'' \cdot \cos(\alpha/2) \cdot \cos \gamma. \quad (3)$$

Полная воспринимаемая осевая нагрузка на передачу ВГК

$$F_{A \max} = [F_a] \cdot n \cdot N, \quad (4)$$

где  $n$  – число витков резьбы во вкладыше 2 (Рис. 2 и 3);  $N$  – количество вкладышей.

### Оценка нагрузочной способности передачи ВГК на базе контактной задачи прочности

Количественная оценка  $F_{A \max}$  приведена для случая использования стандартной однозаходной резьбы Трап 18×4 ГОСТ 9484-73 для винта и трехзаходной резьбы (нестандартной) для трех вкладышей, установленных в гайке. Для расчетов по формулам (1) и (2) приняты следующие нижеприведенные параметры [7].

Для пары материалов гайки – бронза БрАЖ 9-4 и стального винта приведенный модуль упругости  $E = 126885$  МПа.

Радиусы кривизны (Рис. 3, а) выражаются отрезками  $S_B-S$  и  $S_\Gamma-S$  и определяются по формулам:

$$\text{Для винта } \rho_B = S_B - S = \frac{d_{2B}}{2 \cdot \sin(\alpha/2)}.$$

$$\text{Для гайки } \rho_\Gamma = \frac{d_{2\Gamma}}{2 \cdot \sin(\alpha/2)}, \text{ при наличии трех вкладышей 2 и трехзаходной резьбе}$$

гайки

$$\rho_\Gamma = S_\Gamma - S = \frac{3 \cdot d_{2B}}{2 \cdot \sin(\alpha/2)}.$$

Длина контактной линии  $b$  определяется из равенства

$$b = \frac{d - d_1}{2 \cdot \cos(\alpha/2)},$$

где  $d$  и  $d_1$ , соответственно номинальный и внутренний диаметры резьбы винта в пределах контакта с гайкой.

Использование нестандартных резьб целесообразно для снижения уровня контактных напряжений, поскольку появляется возможность увеличения приведенного радиуса кривизны – в пределе от бесконечного значения, однако, передний угол  $\alpha/2$  должен быть не менее угла подъема винтовой линии  $\gamma$  для устранения интерференции в зацеплении.

Допускаемое контактное напряжение определено исходя из принятой аналогии контакта в передаче ВГК с контактом бронза-сталь в червячной передаче [1, 8], для которой при скорости скольжения в зацеплении в диапазоне  $0,1 \dots 0,5$  м/с  $[\sigma_H] = 297$  МПа.

Вычисления по указанным формулам (в тексте не приводятся) дают результат

$$F_A = 11167 \text{ Н.}$$

### Проектный расчет передачи типа ВГК с реализацией клинового зазора в зацеплении витков резьб винта и гайки

Расчет проводится в форме определения диаметра номинального  $d_B$  резьбы винта и базируется на формулах (1)–(4).



	внутренний диаметр	$d_{1В}, D_{1Г}$	(мм)
	шаг резьбы	$p$	(мм)
3, число вкладышей		$N$	(шт)
4, материалы винта и вкладышей		сталь, бронза	
5, частота вращения		$n_B$	(об/мин)
6, высота гайки		$H$	(мм)

### Ход расчета

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot \frac{\pi \cdot d_{2B} \cdot n_B}{6 \cdot 10^4}, \text{ МПа}$$

Максимальная допускаемая нагрузка  $[F_a]$  на единичный контакт

$$[F_a] = F_n'' \cdot \cos(\alpha / 2) \cdot \cos \gamma.$$

где  $F_n'' = \frac{b \cdot \rho}{0,175 \cdot E} \cdot [\sigma_H]^2$ , соответственно  $\rho$  – приведенный радиус кривизны в контакте, определяется по формуле (1),  $b$  – длина контактной линии в зацеплении,  $E$  – приведенный модуль упругости (см. выше).

Полная допускаемая осевая нагрузка

$$F_{A \max} = [F_a] \cdot n \cdot N,$$

Проверка выполнения условия

$$F_{A \max} \leq [F_{a \max}]$$

### Сравнительный анализ допускаемой нагрузки для передач винт-гайка других конструкций

Допускаемая нагрузка для обычной передачи винт-гайка скольжения быть определена из равенства [9]

$$F_A = [\sigma_{CM}] \cdot \frac{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot H}{p},$$

где для резьбы трапецеидальной Трап 24×5 по ГОСТ 9484-73 –  $d_2$  – средний диаметр ( $d_2 = 21,5$  мм), высота профиля  $h = 2,5$  мм и высота гайки  $H = 30$  мм оказывается, что при  $[\sigma_{CM}] = 12$  МПа ([1], стр. 367)

$$F_{A \text{ ВГ}} = 12158 \text{ Н.}$$

Для шарико-винтовой передачи (ШВП) при сопоставимых размерах и диаметре шариков  $d_w = 5$  мм, расположенных по винтовой линии на диаметре  $d_p = 25$  мм с двумя рабочими витками в количестве 23 штук, принимая допускаемую нагрузку на один шарик  $[F_n] = 20 \cdot d^2$  [2], получаем допускаемую осевую нагрузку [2, 8],

$$F_{A \text{ ШВП}} = 11548 \text{ Н,}$$

при этом угол подъема винтовой линии  $\gamma$  на диаметре  $d_p$  и угол контакта в канавке резьбы  $\alpha$  соответственно равны  $6^\circ$  и  $45^\circ$ .

### Оценка КПД передачи ВГК

Наличие клинового зазора в контакте витков резьбы винта и гайки ВГК является одним из трех условий возникновения гидродинамического режима, а именно – наличия масла, клинового зазора и достаточной скорости скольжения  $V_s$ . Скорость скольжения оценивается зависимостью

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{6 \cdot 10^4}.$$

Из чего следует, что необходимое значение  $V_s$  может быть достигнуто на передачах сравнительно больших размеров при остаточной частоте вращения  $n_b$ .

Свойства смазочного материал, используемого в передаче, должны обеспечивать достаточную кинематическую вязкость и консистенцию, характерную для пластичных смазок, содержащихся в свободных полостях рассмотренной передачи (рис. 1).

Сравнительная оценка КПД  $\eta$  по отношению к обычной передаче винт-гайка скольжения при тех же размерах винта и коэффициенте трения  $f = 0,08$  [1], определится по формулам [2, 9]: для случая движения винта в направлении, противоположном силе  $F_a$

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')};$$

в противном случае, при изменении направления нагрузки,

$$\eta' = \frac{tg(\gamma - \rho')}{tg\gamma}.$$

Принимая значения коэффициента трения  $f = 0,08$  [2] и, соответственно, угол трения  $\rho' = 4,57^\circ$ , а угол подъема винтовой линии из условия  $tg\gamma = p / (\pi \cdot d_{2B})$ , получаем следующее значение  $\eta = 0,477$ , а  $\eta'$  принимает отрицательное значение, что не имеет физического смысла.

КПД передачи типа ШВП  $\eta_{швп}$  по данным [1] высок, и достигает значения  $\eta = 0,9 \dots 0,92$ .

Для рассматриваемой передачи значение КПД не может быть ниже, чем обычной в состоянии относительного движения по причине проявления гидродинамического эффекта, обусловленного наличием клинового зазора в контакте витков резьб гайки и винта, а также масла при достаточной вязкости и скорости скольжения [7].

Подтверждением данного предположения могут явиться результаты экспериментальных исследований, проведенных на установках по схеме, соответствующей А.С. СССР 1362994 А1 «Нагружатель для испытания передач винт-гайка» [10].

### Заключение

1. Создание клинового зазора в зацеплении передачи винт-гайка технологически не сложно и не требует специального оборудования.
2. За счет создания гидродинамического режима в зацеплении витков резьб винта и гайки может быть обеспечено высокое значение КПД при достаточной скорости скольжения, наличии клинового зазора и смазки.
3. В моменты начала движения (пуск) КПД ВГК не может быть высоким из-за отсутствия достаточной относительной скорости.
4. Рассматриваемая схема и конструкция передачи ВГК не имеет промежуточных тел качения – шариков или роликов, что определяет ее низкую стоимость и технологичность.
5. Нагрузочная способность передачи сравнима с нагрузочной способностью передач ШВГ [1], РВП (роликовой передачи винт-гайка), а также с планетарными передачами типа SKF [4] и простых передач винт-гайка [2].
6. Значение КПД передач ВГК требует дополнительного экспериментального исследования.
7. При использовании нестандартных резьб снижение переднего угла профиля до нулевого значения нецелесообразно. Этот угол должен быть менее угла подъема винтовой линии  $\gamma_{вн}$  на внешнем диаметре резьбы винта  $d_{в}$ .
8. Для снижения момента трения в резьбе в периоды пуска и останова возможно использование методов разгрузки – устранение нагрузки в неустановившемся движении.

### Литература:

1. Бельков В. Н. и др. Испытание и расчет деталей машин : учеб. пособие / В.Н. Бельков. - Омск : ОмГТУ, 2016. - 160 с.

2. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - Москва : Машиностроение, 2007. - 560 с.
3. Чернилевский Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов. 2-е изд., испр. и доп. / Д.В. Чернилевский. - Москва : Машиностроение, 2012. - 672 с.
4. Чернов, Н.Н. Технологическое оборудование (металлорежущие станки): учебное пособие / Н.Н. Чернов. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2009. – 493 с.
5. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Мехатронные модули. Расчет и конструирование. – М.: СТАН-КИН, 2004. – 360 с.
6. Патент RU 2 647 394 C1 F16H опубликован 15.03.2018. Бюл. № 8.
7. Комбалов В. С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: справочник / В.С. Комбалов. - Москва : Машиностроение, 2008. - 384 с.
8. Быков В. В. Исследовательское проектирование в машиностроении / В.В. Быков, В.П. Быков. - Москва : Машиностроение, 2011. - 256 с.
9. Иванов М.Н. Детали машин. 12-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2008 – 408 с.
10. А.С. СССР 1362994 А1 Нагружатель для испытания передач винт-гайка. G01 №13/02 С.С. Прокшин, В.В. Будилов, 1984 г. (Опубл. 30.12.87. Бюл. № 48).

#### **Об авторах:**

**ПРОКШИН Сергей Сергеевич**, доцент каф. ОКМиМ УУНиТ, дипл. инженер по АД (1964 г. УАИ). Канд. техн. наук по ДМ, КМИ, 1981. Исследование в области механических трансмиссий авиационной техники и транспортных средств; ssp-41@mail.ru.

**МИНИГАЛЕЕВ Сергей Мунирович**, доцент каф. ОКМиМ УУНиТ, дипл. инж. по АД и ЭУ (1997, УГАТУ). Кандидат техн. наук по АД и ЭУ (УГАТУ, 2002). Исследование в области механических трансмиссий авиационной техники и транспортных; msergem@mail.ru.

**МУХАМАДЕЕВ Венер Рифкатович**, стар. препод. каф. ОКМиМ УУНиТ. Дипл. маг. техн. и технол. (УГАТУ, 2007). Исследование в области износостойкости режущего инструмента; vener\_muhamadeev@mail.ru.

#### **Metadata:**

**Title:** Static analysis of the screw-nut transmission with the implementation of a wedge gap in the engagement of the thread turns.

**Author 1:** Sergey Sergeevich Prokshin, Candidate of technical Sciences, Associate Professor at the Department of the Foundations of Design of Mechanisms and Machines, Ufa University of Science and Technology. Dipl. Engineer (UAI, 1964). Research in the field of mechanical transmissions of the aircraft equipment and vehicles.

**Author 2:** Sergey Munirovich Minigaleev, Candidate of technical Sciences, Associate Professor at the Department of the Foundations of Design of Mechanisms and Machines, Ufa University of Science and Technology. Dipl. Engineer (USATU, 1997). Research in the field of tribology and improve the efficiency of the blade machining process.

**Author 3:** Vener Rifkatovich Muhamadeev, Senior Lecturer at the Department of the Foundations of Design of Mechanisms and Machines, Ufa University of Science and Technology. Master's degree in engineering and technology (USATU, 2007). Research in the field of wear resistance of the cutting tool.

**Abstract:** Mechanical transmissions with the transformation of rotational motion into translational motion in addition to rack and pinion gears have become widespread. The most commonly used gears are based on conventional or special threads – sliding screw-nut gears with high load capacity, technologically and structurally uncomplicated. The article presents a comparative analysis of screw-nut gears by load capacity, confirming the effectiveness of the proposed transmission.

**Keywords:** mechanical transmission, screw-nut, running thread, contact strength problem, transmission efficiency, wedge clearance.