

О РЕЗУЛЬТАТАХ ИССЛЕДОВАНИЯ КПД ШАРИКОВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ С СЕПАРАТОРОМ

Р.Р. Абдулин¹

abdulin@mnpk.ru

В.В. Большаков¹

bolshakov.blumey@yandex.ru

В.А. Подшибнев^{1,2}

podshibneff@mail.ru

Н.Б. Рожнин^{1,2}

rozhnin@yandex.ru

С.Л. Самсонович^{1,2}

samsonovich40@mail.ru

¹ АО «МНПК «Авионика», Москва, Российская Федерация

² МАИ, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Широкое использование шариковинтовых передач с сепаратором обуславливается простотой изготовления и повышенной надежностью относительно шариковинтовых передач с рециркуляцией тел качения. Вопросы, связанные с определением КПД таких механизмов, мало изучены. Приведены теоретические соотношения между основными геометрическими размерами деталей шариковинтовых передач с сепаратором с учетом допусков, соблюдение которых позволит обеспечить гарантированную собираемость механизма и исключить преднатяги, влияющие на силы страгивания и КПД механизма. Даны рекомендации по проектированию деталей шариковинтовых передач с сепаратором, составлена схема силового взаимодействия их деталей и определена теоретическая зависимость КПД от углов контакта и подъема винтовой линии. Полученные теоретические зависимости подтверждены результатами экспериментальных исследований опытных образцов электромеханических приводов, выполненных на основе шариковинтовых передач. При соблюдении приведенных в работе соотношений между размерами деталей шариковинтовых передач с сепаратором выявлена сходимости теоретических и экспериментальных значений КПД. Приведенные зависимости КПД целесообразно использовать при проектировании электромеханических приводов для оценки потерь энергии в механической передаче

Ключевые слова

Электромеханический привод, шариковинтовая передача, сепаратор, КПД, исследование

Поступила 31.08.2021

Принята 28.10.2021

© Автор(ы), 2022

Введение. Проблема возможности заклинивания в шариковинтовой передаче (ШВП) с рециркуляцией шариков из-за контактных деформаций [1] обуславливает разработку ШВП с сепаратором [2, 3]. Такие ШВП необходимы для обеспечения надежности в приводах систем управления пилотируемых и беспилотных ЛА. Особенность конструкции ШВП с сепаратором заключается в следующем — вместо гайки с внутренней резьбой и каналом рециркуляции шариков использован сепаратор, в котором отверстия расположены по винтовой линии, наружный корпус выполнен в виде втулки с гладкой внутренней цилиндрической поверхностью. Такая конструкция обеспечивает простоту изготовления ШВП с сепаратором по сравнению с ШВП с рециркуляцией тел качения [4].

В результате сравнительного анализа электромеханических приводов, состоящих из одинаковых блоков управления и исполнительных механизмов, отличающихся только конструкцией гаек выходных ШВП, одна из которых с рециркуляцией шариков, а другая с сепаратором, выявлено, что приводы имеют одинаковые динамические характеристики, но, как показано в работе [5], отличаются их КПД.

Задача достижения значения КПД ШВП с сепаратором, сопоставимого со значением КПД ШВП с рециркуляцией шариков, является актуальной и имеет научное и практическое значение.

Определение основных соотношений геометрических параметров винта и гайки ШВП с сепаратором. К основным геометрическим параметрам относятся: диаметр шарика $d_{ш}$; шаг винтовой линии p ; номинальный диаметр винтовой линии $d_{в}$, определяемый расстоянием между продольной осью винта и центром шариков; радиус канавок r_k . Эти параметры определяют углы ψ подъема винтовой линии и контакта α_k , влияющие на такие характеристики ШВП, как КПД, жесткость, нагрузочная способность и передаточное отношение.

Для обеспечения собираемости ШВП с сепаратором и отсутствия преднапрягов в механизме, которые влияют на силу страгивания и КПД [6], возможный разбег углов подъема винтовых линий винта $\psi_{в}$ и сепаратора $\psi_{с}$ должен компенсироваться диаметром d_c отверстий гнезд сепаратора. Избыточное увеличение диаметра гнезда сепаратора приведет к увеличению люфта, неравномерному распределению нагрузки между шариками, уменьшению нагрузочной способности и ресурса механизма [7]. В связи с этим важной задачей является расчет оптимального размера d_c гнезда сепаратора. Сечение ШВП с сепаратором, геометрические размеры, определяющие значения углов $\psi_{в}$ и $\psi_{с}$, и внешний вид приведены на рис. 1,

где p_{Σ_B} — расстояние между первым и последним витками винта; p_{Σ_C} — расстояние между первым и последним отверстиями сепаратора; p_B и Δp_B — шаг винтовой линии винта и его максимальное отклонение; d_B и Δd_B — средний диаметр винтовой линии и его максимальное отклонение; l_{ci} и Δl_c — расстояние от торца сепаратора до центра i -го отверстия и максимальное отклонение расстояния; d_c и Δd_c — диаметр отверстия сепаратора и его максимальное отклонение; $d_{н.с}$ и $\Delta d_{н.с}$ — наружный диаметр сепаратора и его максимальное отклонение; λ_c и $\Delta \lambda_c$ — угол между двумя соседними отверстиями сепаратора и его максимальное отклонение.

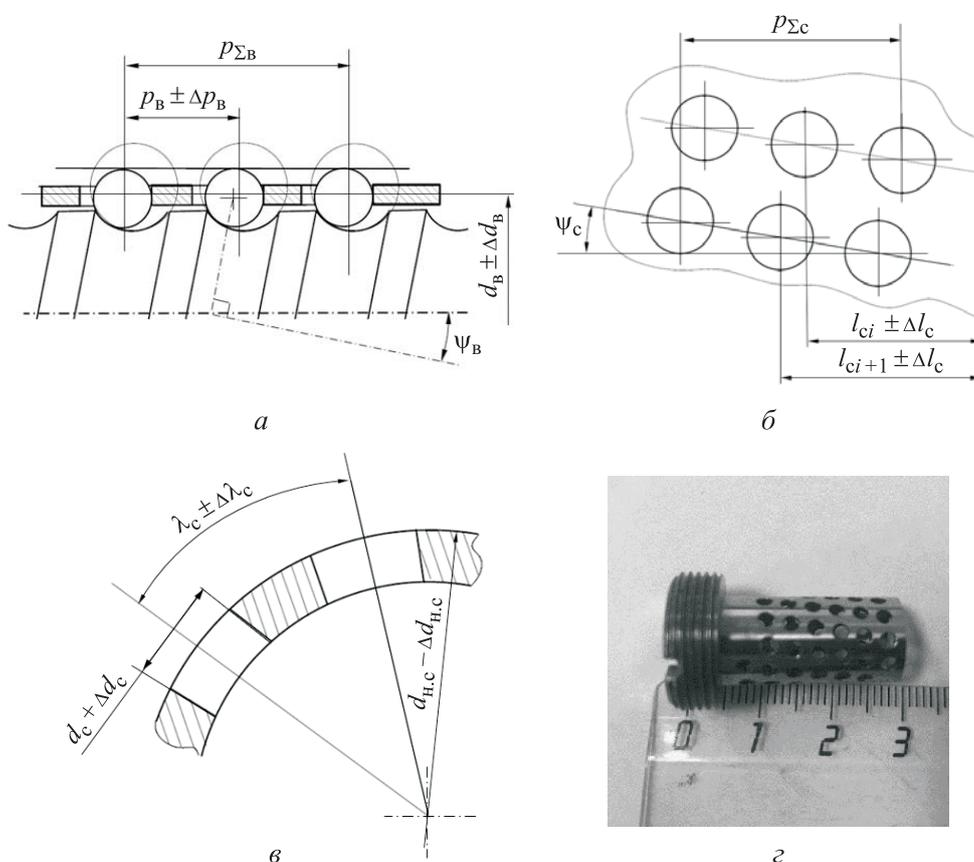


Рис. 1. К определению углов ψ_B и ψ_C :

a — продольное сечение ШВП с сепаратором; b — развертка наружной поверхности сепаратора; $в$ — поперечное сечение сепаратора; z — внешний вид сепаратора

Угол подъема винтовой линии винта ψ_B с учетом отклонений от номинальных размеров определяется как

$$\psi_B = \arctg \left(\frac{(p_B \pm \Delta p_B)}{(\pi (d_B \pm \Delta d_B))} \right). \quad (1)$$

Координаты i -го отверстия в сепараторе определяются линейным перемещением инструмента относительно базовой поверхности (торца сепаратора) на заданное расстояние $l_{ci+1} \pm \Delta l_c$ и поворотом заготовки на угол $\lambda_c \pm \Delta \lambda_c$. Угол подъема винтовой линии сепаратора ψ_c с учетом отклонений от номинальных размеров можно записать в виде

$$\psi_c = \arctg\left(\frac{(l_{ci+1} \pm \Delta l_c - l_{ci} \mp \Delta l_c)}{(\pi(d_{н.с} \pm \Delta d_{н.с})(\lambda_c \pm \Delta \lambda_c)/360)}\right). \quad (2)$$

Из выражений (1), (2) следует, что центры отверстий гнезд сепаратора, лежащие на винтовой линии с углом подъема ψ_c , могут не совпадать с винтовой линией винта с углом подъема ψ_b . При изготовлении винтов ШВП контролируется шаг p_b винтовой линии между соседними витками. В связи с этим, если в ШВП число рабочих витков больше одного, то максимально возможное расстояние $p_{\Sigma b}$ между первым и последним витками винта (рис. 1, а) определяется по формуле

$$p_{\Sigma b} = p_b n \pm \Delta p_b n, \quad (3)$$

где n — число рабочих витков.

Из формулы (3) следует, что с увеличением числа рабочих витков возрастает максимально возможное отклонение от номинального линейного размера между первым и последним шариком.

При выполнении отверстий в сепараторе контролируется размер между центром отверстия и базовой плоскостью (торцом сепаратора), поэтому максимально возможное расстояние $p_{\Sigma c}$ между первым и последним отверстиями сепаратора (рис. 1, б) определяется как

$$p_{\Sigma c} = p_c n \pm 2\Delta l_c. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) следует, что с увеличением числа рабочих витков и числа шариков возможное смещение винтовой линии винта относительно винтовой линии сепаратора увеличивается.

Следовательно, для обеспечения гарантированной собираемости значение возможного смещения винтовой линии винта относительно винтовой линии сепаратора необходимо учесть при выборе диаметра отверстия гнезда сепаратора. Номинальный диаметр отверстия сепаратора должен быть больше суммы диаметра шарика с учетом допуска на его размер и максимально возможного разбега винтовых линий винта и сепаратора:

$$d_c > d_{ш} + \Delta d_{ш} + \Delta p_b n + 2\Delta l_c, \quad (5)$$

где $d_{ш}$ — диаметр шарика; $\Delta d_{ш}$ — максимальное отклонение диаметра шарика.

Рассмотрим пример расчета диаметра отверстия сепаратора d_c для ШВП 10×3 со следующими параметрами: средний диаметр винтовой линии 10; шаг винтовой линии 3; исходные данные для расчета — $p_v = 3 \pm 0,02$ мм; $\Delta l_c = \pm 0,02$ мм; $d_{ш} = 2 \pm 0,005$ мм; $n = 5$.

Подставив исходные данные в (5), получим номинальный диаметр отверстия сепаратора $d_c > 2,145$ мм.

Еще один важный конструктивный параметр — это угол контакта шариков с профилем винтовой поверхности α_k , определяющий КПД и нагрузочную способность ШВП. При небольших значениях угла α_k передача имеет малые осевую жесткость и нагрузочную способность, однако даже незначительная осевая нагрузка вызывает большие радиальные силы. С увеличением угла контакта повышаются нагрузочная способность и жесткость передачи, а также уменьшаются потери на трение [8]. Таким образом, при расчете конструктивных параметров ШВП следует обеспечить максимальное значение угла α_k . Продольное сечение ШВП, геометрические размеры, определяющее значение угла α_k , приведены на рис. 2, где d_b и Δd_b — номинальный диаметр и максимальное отклонение среднего диаметра винтовой линии; d_k и Δd_k — диаметр винта по центрам канавок и его максимальное отклонение; $d_{н.в}$ и $\Delta d_{н.в}$ — наружный диаметр винта и его максимальное отклонение; $d_{вт}$ и $\Delta d_{вт}$ — внутренний диаметр втулки и его максимальное отклонение; r_k и Δr_k — радиус канавки винто-

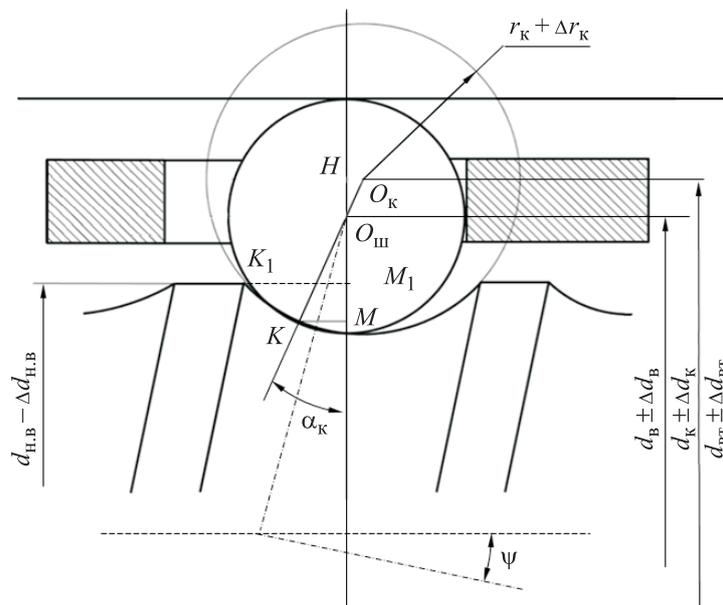


Рис. 2. Схема для определения угла α_k

вой линии винта и его максимальное отклонение; $O_{ш}$ и O_k — центры шарика и канавки; H — проекция точки O_k на радиальную ось, проходящую через точку $O_{ш}$; K — точка контакта шарика с винтовой линией винта; M — проекция точки K на радиальную ось, проходящую через точку $O_{ш}$; K_1 — точка контакта шарика с винтовой линией винта, соответствующая максимальному углу давления α ; M_1 — проекция точки K_1 на радиальную ось, проходящую через точку $O_{ш}$.

Для определения угла α_k рассмотрим подобные треугольники $O_{ш}HO_k$ и $O_{ш}MK$. Угол α_k можно определить по формуле

$$\alpha_k = \arccos\left(\frac{O_{ш}H}{O_{ш}O_k}\right). \quad (6)$$

Профиль канавки винтовой линии — это окружность, а центры касающихся окружностей лежат на одной прямой, поэтому расстояние $O_{ш}O_k$ можно представить как

$$O_{ш}O_k = r_k + \Delta r_k - \frac{d_{ш} \pm \Delta d_{ш}}{2}. \quad (7)$$

Расстояние $O_{ш}H$ между центрами шарика и окружности профиля канавки определяем по формуле

$$O_{ш}H = \frac{d_k \pm \Delta d_k - (d_{вт} + \Delta d_{вт} - d_{ш} \mp \Delta d_{ш})}{2}. \quad (8)$$

Подставив выражения (7), (8) в (6), получим

$$\alpha_k = \arccos\left(\frac{\frac{d_k \pm \Delta d_k - (d_{вт} + \Delta d_{вт} - d_{ш} \mp \Delta d_{ш})}{2}}{r_k + \Delta r_k - \frac{d_{ш} \pm \Delta d_{ш}}{2}}\right). \quad (9)$$

При этом максимально возможный угол контакта ограничен наружным диаметром винта $d_{н.в}$.

Рассмотрим треугольник $O_{ш}M_1K_1$. Угол α_{max} можно найти по формуле

$$\alpha_{max} = \arccos\left(\frac{O_{ш}M_1}{O_{ш}K_1}\right). \quad (10)$$

Расстояние $O_{ш}K_1$ равно радиусу шарика:

$$O_{ш}K_1 = \frac{d_{ш} \pm \Delta d_{ш}}{2}. \quad (11)$$

Расстояние $O_{ш}M_1$ является расстоянием между центром шарика и наружным диаметром винта:

$$O_{ш}M_1 = \frac{d_{в} \pm \Delta d_{в} - (d_{н.в} - \Delta d_{н.в})}{2} = \frac{(d_{вт} + \Delta d_{вт} - d_{ш} \mp \Delta d_{ш}) - (d_{н.в} - \Delta d_{н.в})}{2}. \quad (12)$$

Подставив выражения (11), (12) в (10), получим

$$\alpha_{\max} = \arccos \left(\frac{(d_{вт} + \Delta d_{вт} - d_{ш} \mp \Delta d_{ш}) - (d_{н.в} - \Delta d_{н.в})}{d_{ш} \pm \Delta d_{ш}} \right). \quad (13)$$

Положение шарика, при котором обеспечивается угол давления α_{\max} , является недопустимым, так как контакт между винтом и шариком происходит по притупленной кромке малого радиуса, что ведет к возникновению максимально возможных напряжений в месте контакта и изменению параметров силового взаимодействия в механизме [9]. Поскольку поверхности винта и шарика имеют высокую твердость и малую податливость, то возможны сколы металла с кромки винта, а попадание металлической крошки на рабочую поверхность винта может привести к заклиниванию механизма.

Для обеспечения максимального значения угла контакта α_k , меньшего, чем значение α_{\max} , рационально использовать соотношение $\alpha_k = (0,8...0,95) \alpha_{\max}$, которое можно выразить через основные конструктивные параметры передачи:

$$\frac{0,5(d_k \pm \Delta d_k - (d_{вт} + \Delta d_{вт} - d_{ш} \mp \Delta d_{ш}))}{r_k + \Delta r_k - 0,5(d_{ш} \pm \Delta d_{ш})} = (0,85...0,9) \left(\frac{(d_{вт} + \Delta d_{вт} - d_{ш} \mp \Delta d_{ш}) - (d_{н.в} - \Delta d_{н.в})}{d_{ш} \pm \Delta d_{ш}} \right). \quad (14)$$

Выражение (14) связывает параметры d_k , $d_{вт}$, $d_{н.в}$, $d_{ш}$, r_k и их отклонения Δd_k , $\Delta d_{вт}$, $\Delta d_{н.в}$, $\Delta d_{ш}$, Δr_k от номинальных значений.

Запишем соотношения, часто используемые при проектировании ШВП с рециркуляцией тел качения [8]:

$$r_k = 0,525 d_{ш}; \quad d_{н.в} = d_k - 0,225 d_{ш}. \quad (15)$$

Перепишем выражение (14) с учетом принятых допущений и без учета отклонений от номинальных размеров:

$$\frac{0,5(d_k - d_{вт} + d_{ш})}{r_k - 0,5d_{ш}} = (0,85...0,9) \left(\frac{d_{вт} - d_{ш} - d_{н.в}}{d_{ш}} \right). \quad (16)$$

Выразим из выражения (16) параметр $d_{вт}$:

$$d_{вт} = (0,98...0,99) d_{ш} + d_k. \quad (17)$$

Зависимости (5) и (17) позволяют определить внутренний диаметр втулки и диаметр гнезда сепаратора, что обеспечит возможность собрать ШВП с сепаратором с рациональным значением угла контакта и без преднатяга в механизме.

Передача усилия от входного звена к выходному каким-либо шариком, расположенным в гнездах сепаратора, возможна только тогда, когда шарик одновременно касается канавки винтовой линии винта и стенки гнезда сепаратора и втулки. В результате приложения к входному звену внешней силы один шарик коснется поверхностей винта, втулки и сепаратора. Чтобы какой-либо другой шарик коснулся этих поверхностей, к выходному звену необходимо приложить силу, способную создать такую контактную деформацию вошедшего в зацепление первого шарика, которая позволит выбрать зазор δ_i в гнезде сепаратора для следующего шарика. Чем больше этот зазор, тем меньшую нагрузочную способность будет иметь ШВП в силу большей неравномерности распределения нагрузки между шариками [6, 10].

Развертка сепаратора с шариками, продольное сечение ШВП и геометрические размеры, определяющие условие касания шариков поверхностей винта, втулки и сепаратора, приведены на рис. 3, на котором $O_{ш1}$ — центр первого шарика, находящегося в силовом взаимодействии с поверхностью винта, сепаратора и втулки; $O_{ши}$ — центр i -го шарика, условно контактирующего с поверхностью винта и втулки; B_1 и B_i — точки контакта первого и i -го шариков с поверхностью втулки; K_1 и K_i — точки контакта первого и i -го шариков с поверхностью винта; C_1 и C_i — точки контакта первого и i -го шариков с поверхностью сепаратора.

Зазор δ_i на рис. 3 приведен в виде проекций, определим его как расстояние между поверхностью i -го шарика с центром в точке $O_{ши}$ и точкой C_i .

Определим проекции расстояния между центрами шариков $O_{ш1}$ и $O_{ши}$ на продольную ось винта (рис. 3, а)

$$O_{ш1}O_{ши} = p_{\Sigma_B} + \left(r_{к1} - \frac{d_{ш1}}{2} \right) \sin \alpha_{к1} \cos \psi_{в1} - \left(r_{ки} - \frac{d_{ши}}{2} \right) \sin \alpha_{ки} \cos \psi_{ви} \quad (18)$$

и расстояния между точками гнезд сепараторов C_1 и C_i на продольную ось сепаратора (рис. 3, б)

$$C_1C_i = p_{\Sigma B} + \frac{d_{c1}}{2} \cos \psi_{c1} - \frac{d_{ci}}{2} \cos \psi_{ci}. \quad (19)$$

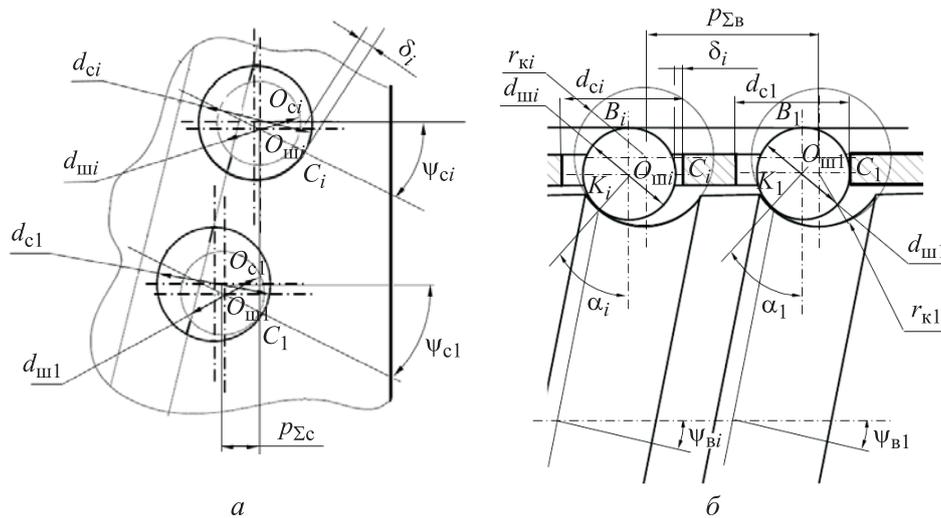


Рис. 3. К определению зазоров в ШВП с сепаратором:
 а — развертка сепаратора с шариками; б — продольное сечение ШВП

Зазор δ_i равен сумме разности значений расстояний $O_{ш1}O_{ши}$ и C_1C_i и разности значений диаметров шариков в первом и i -м гнездах:

$$\delta_i = (O_{ш1}O_{ши} - C_1C_i) + (d_{ш1} - d_{ши}). \quad (20)$$

Выражения (18)–(20) показывают зависимость возможных зазоров в ШВП с сепаратором от выбранных отклонений размеров деталей данного механизма.

Если отклонения от номинальных размеров деталей ШВП с сепаратором чрезвычайно малы, то $\delta_i = 0$ и нагрузка в ШВП с сепаратором распределяется в соответствии с законом, определенным в [11]. Если $\delta_i > 0$, то при проектировании ШВП с сепаратором следует закладывать дополнительный запас по прочности.

Зависимости (18)–(20) могут быть использованы при расчете размеров деталей ШВП с сепаратором и составлении моделей силового взаимодействия в ШВП с сепаратором, учитывающих зазоры в механизме.

Расчет КПД ШВП с сепаратором. Чтобы вычислить КПД механизма, необходимо определить работу сил трения, возникающих между его контактирующими элементами.

Представим КПД ШВП с сепаратором следующим уравнением:

$$\eta = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{п}} + \sum_{i=1}^z A_{\text{тp}i}}, \quad (21)$$

где $A_{\text{п}}$ — полезная работа; z — число шариков, участвующих в силовом взаимодействии; $A_{\text{тp}i}$ — работа сил трения, действующих на i -й шарик.

При исследовании КПД примем следующие допущения: угол подъема винтовой линии винта $\psi_{\text{в}}$ равен углу подъема винтовой линии сепаратора $\psi_{\text{с}}$ и одинаков вдоль всей винтовой линии, обозначим этот угол ψ ; угол контакта $\alpha_{\text{к}}$ одинаков для всех тел качения; отклонения от номинальных размеров не учитываются, т. е. определяется максимально возможный КПД ШВП, спроектированной с учетом выражения (17); проскальзывание шариков отсутствует, т. е. число оборотов, совершенных шариком за один оборот q винта, определяется соотношением $q = d_{\text{вк}} / d_{\text{ш}}$; коэффициенты трения между контактирующими поверхностями постоянны.

Полезную работу $A_{\text{п}}$ при передаче вращательного движения в поступательное за один оборот винта определим по формуле

$$A_{\text{п}} = F_{\text{н}} \operatorname{tg} \psi \frac{d_{\text{в}}}{2} \cdot 2\pi, \quad (22)$$

где $F_{\text{н}}$ — осевая нагрузка, приложенная к выходному звену.

Работу сил трения $A_{\text{тp}i}$ можно записать как

$$A_{\text{тp}i} = A_{\text{тp.в}i-\text{ш}i} + A_{\text{тp.вт}i-\text{ш}i} + A_{\text{тp.с}i-\text{ш}i}, \quad (23)$$

где $A_{\text{тp.в}i-\text{ш}i}$, $A_{\text{тp.вт}i-\text{ш}i}$, $A_{\text{тp.с}i-\text{ш}i}$ — работы сил трения, действующих на i -й шарик в местах контакта шарика с винтом, втулкой и сепаратором соответственно.

Схемы силового взаимодействия i -го шарика в ШВП с сепаратором приведены на рис. 4, где $F_{\text{в}-\text{ш}}$ и $F_{\text{вт}-\text{ш}}$, $F_{\text{с}-\text{ш}}$ — силы, действующие на шарик со стороны винта, втулки и сепаратора соответственно; $F_{\text{тp.в}-\text{ш}}$, $F_{\text{тp.вт}-\text{ш}}$ и $F_{\text{тp.с}-\text{ш}}$ — силы трения между винтом, втулкой, сепаратором и шариком соответственно; ψ — угол подъема винтовой линии; α — угол давления шарика на резьбовую канавку винта; $d_{\text{вк}}$ — диаметр окружности контакта шариков с поверхностью винта; $\omega_{\text{в}}$ — угловая скорость вращения винта; $\omega_{\text{ш}}$ — угловая скорость вращения шарика; β_1 и β_2 — углы действия сил $F_{\text{тp.с}-\text{ш}}$ и $F_{\text{тp.вт}-\text{ш}}$; x , y , z — верхние индексы, указывающие ось, на которую спроецирована сила.

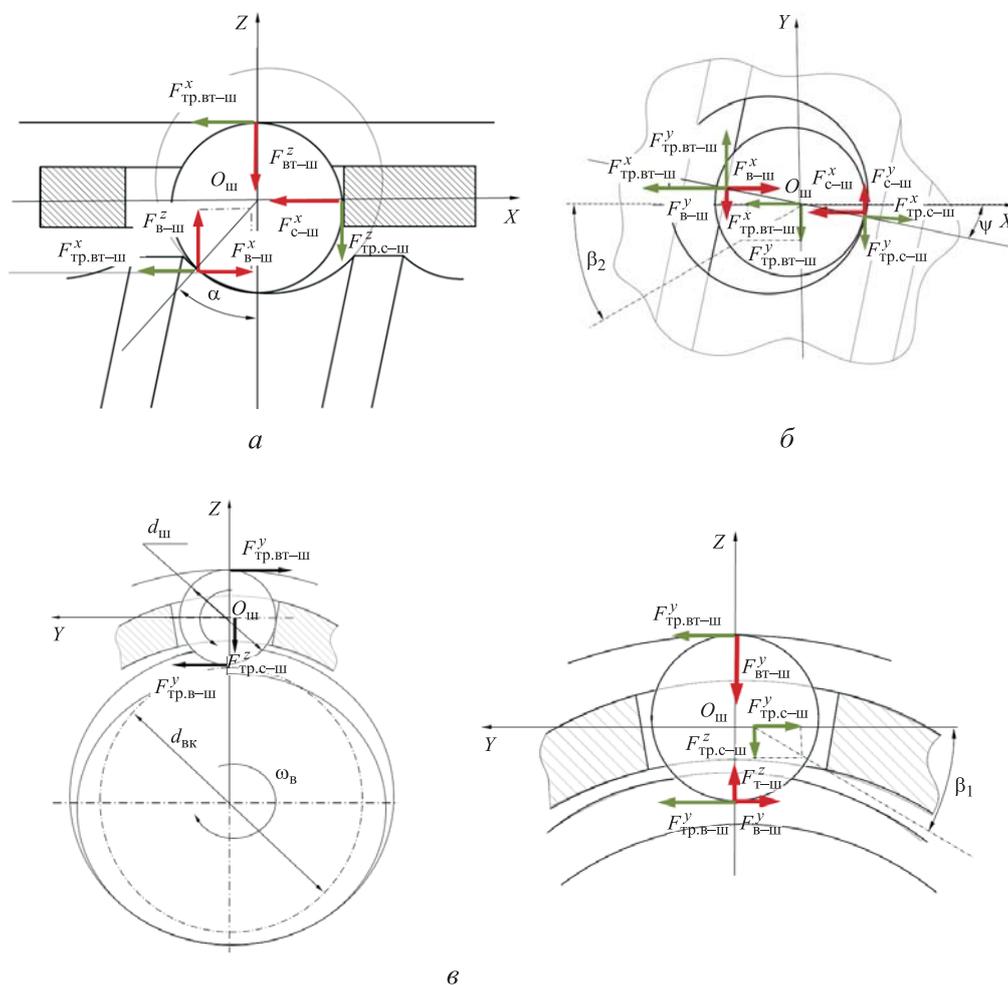


Рис. 4. Схемы силового взаимодействия в ШВП с сепаратором:
 а — в плоскости $O_{ш}XZ$; б — в плоскости $O_{ш}XY$; в — в плоскости $O_{ш}YZ$

Введем систему координат, связанную с центром шарика $O_{ш}$ так, что ось X параллельна продольной оси винта, ось Z проходит через центр шарика и точку контакта шарика с втулкой, а ось Y перпендикулярна осям X и Z .

Определим связь между контактными силами и силами трения:

$$\begin{aligned} F_{тр.в-ш} &= F_{в-ш} f_{в-ш}; & F_{тр.вт-ш} &= F_{вт-ш} f_{вт-ш}; \\ F_{тр.с-ш} &= F_{с-ш} f_{с-ш}, \end{aligned} \quad (24)$$

где $f_{в-ш}$, $f_{вт-ш}$, $f_{с-ш}$ — коэффициенты трения между шариком и винтом, втулкой, сепаратором соответственно.

Определим проекции на оси X, Y, Z сил, действующих на шарик,

$$\begin{aligned} X: F_{\text{в-ш}}^x &= F_{\text{в-ш}} \sin \alpha \cos \psi, & F_{\text{с-ш}}^x &= F_{\text{с-ш}} \cos \psi; \\ Y: F_{\text{в-ш}}^y &= F_{\text{в-ш}} \sin \alpha \sin \psi, & F_{\text{с-ш}}^y &= F_{\text{с-ш}} \sin \psi; \\ Z: F_{\text{в-ш}}^z &= F_{\text{в-ш}} \cos \alpha, & F_{\text{вт-ш}}^z &= F_{\text{вт-ш}} \end{aligned} \quad (25)$$

и сил трения

$$\begin{aligned} X: F_{\text{тр.в-ш}}^x &= F_{\text{тр.в-ш}} \sin \psi, & F_{\text{тр.с-ш}}^x &= F_{\text{тр.с-ш}} \cos \beta_1 \sin \psi, \\ & F_{\text{тр.вт-ш}}^x &= F_{\text{тр.вт-ш}} \sin \beta_2; \\ Y: F_{\text{тр.в-ш}}^y &= F_{\text{тр.в-ш}} \cos \psi, & F_{\text{тр.с-ш}}^y &= F_{\text{тр.с-ш}} \cos \beta_1 \cos \psi, \\ & F_{\text{тр.вт-ш}}^y &= F_{\text{тр.вт-ш}} \cos \beta_2; \\ Z: F_{\text{тр.с-ш}}^z &= F_{\text{тр.с-ш}} \sin \beta_1. \end{aligned} \quad (26)$$

Уравнения статики для сил и моментов запишем как

$$\begin{aligned} F^x: F_{\text{в-ш}}^x - F_{\text{с-ш}}^x - F_{\text{тр.в-ш}}^x + F_{\text{тр.с-ш}}^x - F_{\text{тр.в-ш}}^x &= 0; \\ F^y: -F_{\text{в-ш}}^y + F_{\text{с-ш}}^y + F_{\text{тр.в-ш}}^y - F_{\text{тр.с-ш}}^y - F_{\text{тр.вт-ш}}^y &= 0; \\ F^z: F_{\text{в-ш}}^z - F_{\text{вт-ш}}^z - F_{\text{тр.с-ш}}^z &= 0. \end{aligned} \quad (27)$$

Уравнения моментов относительно точки $O_{\text{ш}}$ будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} M^x: F_{\text{в-ш}}^y \frac{d_{\text{ш}}}{2} + F_{\text{тр.вт-ш}}^y \frac{d_{\text{ш}}}{2} - F_{\text{тр.в-ш}}^y \frac{d_{\text{ш}}}{2} - F_{\text{тр.с-ш}}^z \frac{d_{\text{ш}}}{2} \sin \psi &= 0; \\ M^y: F_{\text{в-ш}}^x \frac{d_{\text{ш}}}{2} \cos \alpha + F_{\text{тр.вт-ш}}^x \frac{d_{\text{ш}}}{2} - F_{\text{тр.в-ш}}^x \frac{d_{\text{ш}}}{2} \cos \alpha - \\ &- F_{\text{в-ш}}^z \frac{d_{\text{ш}}}{2} \sin \alpha - F_{\text{тр.с-ш}}^z \frac{d_{\text{ш}}}{2} = 0; \\ M^z: F_{\text{в-ш}}^y \frac{d_{\text{ш}}}{2} \cos \alpha + F_{\text{с-ш}}^y \frac{d_{\text{ш}}}{2} \cos \psi - F_{\text{тр.в-ш}}^y \frac{d_{\text{ш}}}{2} \cos \psi - F_{\text{тр.с-ш}}^y \frac{d_{\text{ш}}}{2} \cos \psi - \\ &- F_{\text{в-ш}}^x \frac{d_{\text{ш}}}{2} \sin \psi - F_{\text{с-ш}}^x \frac{d_{\text{ш}}}{2} \sin \psi + F_{\text{тр.в-ш}}^x \frac{d_{\text{ш}}}{2} \sin \psi + F_{\text{тр.с-ш}}^x \frac{d_{\text{ш}}}{2} \sin \psi = 0. \end{aligned} \quad (28)$$

Если выходным звеном является сепаратор, то контактную силу $F_{\text{с-ш}}$ можно представить формулой

$$F_{\text{с-ш}} = \frac{F_{\text{н}}}{\cos \psi}. \quad (29)$$

Выразим силы $F_{в-ш}$ и $F_{вт-ш}$ из уравнений (24)–(29):

$$F_{в-ш} = \frac{F_H}{\sin \alpha \cos \psi (1 + f_{в-ш})};$$

$$F_{вт-ш} = \frac{F_H}{\cos \psi} \left(\frac{\operatorname{ctg} \alpha}{(1 + f_{в-ш})} - f_{с-ш} \sqrt{1 - \left(\frac{f_{в-ш}}{f_{с-ш}(1 + f_{в-ш})} \right)^2} \right). \quad (30)$$

Если в выражениях (30) принять коэффициенты трения равными нулю, то получим выражения [11, 12], описывающие силовое взаимодействие в ШВП с сепаратором, что подтверждает правильность приведенных зависимостей:

$$F_{в-ш} = \frac{F_H}{\sin \alpha \cos \psi}; \quad F_{вт-ш} = \frac{F_H \operatorname{ctg} \alpha}{\cos \psi}. \quad (31)$$

Согласно рис. 4, в, путь силы трения $F_{тр.с-ш}$ при вращении шарика относительно собственного центра $O_{ш}$ за один оборот определяется окружностью диаметром $d_{ш} \sin \psi$, а путь сил трения $F_{тр.в-ш}$, $F_{тр.вт-ш}$ — окружностью диаметром $d_{ш}$.

Работы сил трения определяются выражениями:

$$A_{тр.в-шi} = F_{в-ш} f_{в-ш} \cdot 2\pi \frac{d_{ш}}{2} q; \quad (32)$$

$$A_{тр.вт-шi} = F_{вт-ш} f_{вт-ш} \cdot 2\pi \frac{d_{ш}}{2} q; \quad (33)$$

$$A_{тр.с-шi} = F_{с-ш} f_{с-ш} \cdot 2\pi \frac{d_{ш} \sin \psi}{2} q. \quad (34)$$

Подставив выражения (32)–(34) в (21), получим

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \psi + \frac{1}{\cos \psi} K_1}, \quad (35)$$

где

$$K_1 = f_{с-ш} \sin \psi + \frac{f_{в-ш}}{\sin \alpha (1 + f_{в-ш})} +$$

$$+ f_{вт-ш} \left(\frac{\operatorname{ctg} \alpha}{(1 + f_{в-ш})} - f_{с-ш} \sqrt{1 - \left(\frac{f_{в-ш}}{f_{с-ш}(1 + f_{в-ш})} \right)^2} \right).$$

Зависимости КПД ШВП от угла α_k при переходе вращательного движения в поступательное и при различных значениях угла ψ и коэффициента трения качения $f = f_{\text{тр.в-ш}} = f_{\text{тр.вт-ш}} = f_{\text{тр.с-ш}} = 0,01$, соответствующего усредненному значению трения качения пары стальной шарик-сталь, приведены на рис. 5 [13].

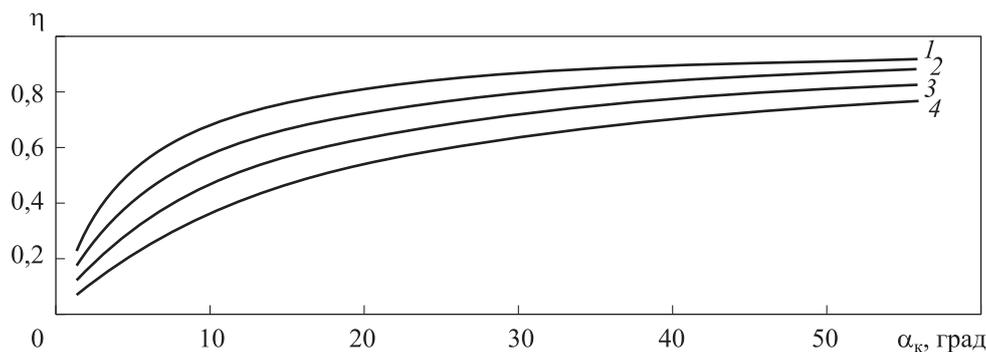


Рис. 5. Зависимости КПД от углов ψ и α_k при переходе вращательного движения в поступательное ($\psi = 14,1, 8,9, 5,5$ и $3,6^\circ$ — кривые 1–4 соответственно)

Характер зависимостей на рис. 5 соответствует характеристикам КПД, свойственным винтовым механизмам [8]. С увеличением углов контакта и подъема винтовой линии КПД возрастает. Для подтверждения теоретически полученных выражений выполнено экспериментальное исследование КПД ШВП с сепаратором.

Сравнительные экспериментальные исследования КПД ШВП с рециркуляцией шариков и ШВП с сепаратором. Экспериментальные исследования ШВП проводились на стенде для проверки исполнительных механизмов поступательного действия под нагрузкой (рис. 6).

Коэффициент полезного действия $\eta_{\text{пр}}$ привода рассчитывается по отношению механической мощности $W_{\text{мех}}$ к затраченной электрической мощности $W_{\text{эл}}$:

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{W_{\text{мех}}}{W_{\text{эл}}}. \quad (36)$$

Механическая мощность $W_{\text{мех}}$ определяется как произведение усредненной скорости движения штока $V_{\text{шт}}$ и заданной осевой нагрузки $F_{\text{н}}$ по формуле:

$$W_{\text{мех}} = V_{\text{шт}} F_{\text{н}}. \quad (37)$$

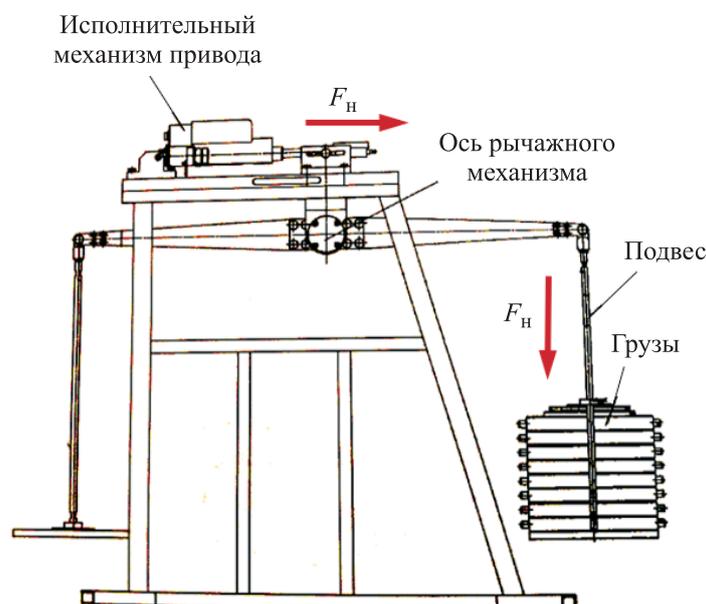


Рис. 6. Стенд для проверки исполнительных механизмов поступательного действия под нагрузкой

Скорость движения штока с учетом отклонений от заданного значения можно представить как отношение хода штока к времени перемещения. При этом периоды разгона и торможения ЭМП исключаются из расчетов. В качестве осевой нагрузки использовались грузы, связанные со штоком через рычаг, с отношением плеч $q_H = 3$, что на шток привода действовали силы, равные 0, 315, 588 Н.

Испытания проводились путем поочередной установки грузов на один из подвесов и полного выдвижения штока под нагрузкой в соответствующую сторону. Затем груз перекладывался на другой подвес и осуществлялось полное втягивание штока под нагрузкой.

Испытания проводились на трех типах взаимозаменяемых ШВП в составе одного исполнительного механизма.

ШВП 1: ШВП 10×3 с рециркуляцией тел качения, КПД = 0,85...0,9 [14], угол контакта $\alpha_k = 45^\circ$ (производство Eichenberger Gewinde AG).

ШВП 2: ШВП 10×3 с сепаратором, диаметр d_c отверстия гнезда сепаратора выполнен без учета соотношения (5), $\alpha_k = 45^\circ$ (разработка АО «МНПК «Авионика» совместно с МАИ).

ШВП 3: ШВП 10×3 с сепаратором, диаметр d_c отверстия гнезда сепаратора выполнен в соответствии с (5), $\alpha_k = 45^\circ$ (разработка АО «МНПК «Авионика» совместно с МАИ).

В результате испытаний при 588 Н получены следующие показатели КПД приводов с различными типами ШВП: $\eta_{\text{пр1}} = 51,4\%$ (ШВП 1), $\eta_{\text{пр2}} = 28,8\%$ (ШВП 2) и $\eta_{\text{пр3}} = 44,5\%$ (ШВП 3).

Учитывая, что все потери энергии в испытуемых приводах одинаковы, за исключением потерь в ШВП, и зная КПД ШВП 1, определим КПД ШВП 2 и ШВП 3:

$$\eta_{\text{ШВП2}} = \frac{\eta_{\text{пр2}}}{\eta_{\text{пр1}}} (0,85 \dots 0,9) = 47,6 \dots 50,4,$$

$$\eta_{\text{ШВП3}} = \frac{\eta_{\text{пр3}}}{\eta_{\text{пр1}}} (0,85 \dots 0,9) = 73,5 \dots 77,5.$$
(38)

Теоретические зависимости КПД для ШВП с рециркуляцией [15] и ШВП с сепаратором, а также результаты испытаний приведены на рис. 7. Заметно достаточно точное совпадение экспериментальных значений и теоретических кривых. Разброс КПД ШВП с сепаратором вызван наличием преднатягов в ШВП 2 и свидетельствует о необходимости соблюдения предложенных соотношений геометрических размеров (5), (17) при проектировании ШВП с сепаратором.

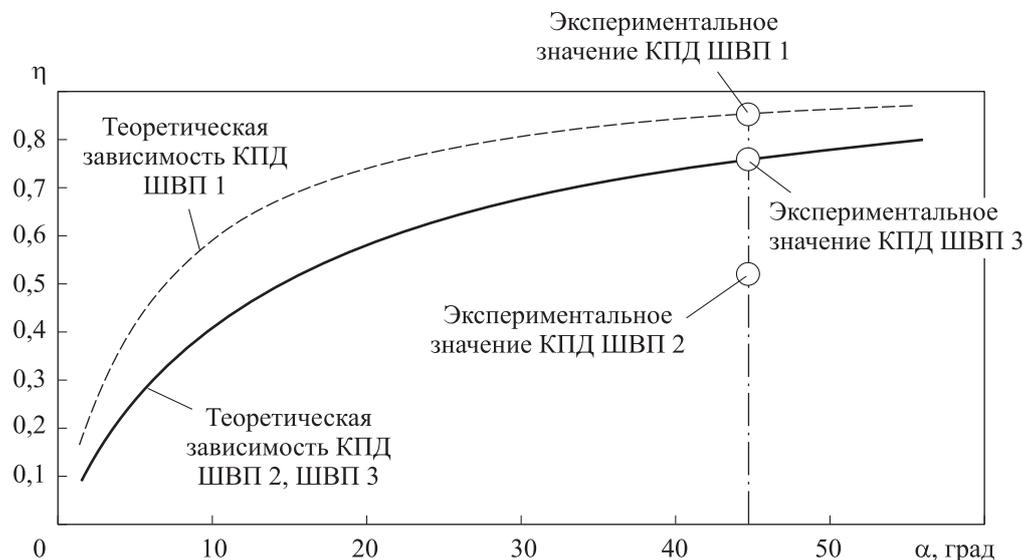


Рис. 7. Теоретическая зависимость и экспериментальные значения КПД ШВП

Заключение. Получена теоретическая зависимость КПД для ШВП с сепаратором, справедливая при соблюдении соотношений, определяющих диаметр гнезда сепаратора и внутренний диаметр втулки.

Показано, при каких соотношениях основных геометрических параметров сопоставимы значения КПД ШВП с сепаратором и с рециркуляцией шариков.

В результате сравнительных исследований электромеханических приводов поступательного действия с двумя типами ШВП выявлено, что ШВП с сепаратором при более высокой надежности (за счет исключения возможности заклинивания), простоте конструкции и меньшей стоимости изготовления гайки имеют схожие динамические характеристики и КПД, что свидетельствует о перспективе их применения в составе электромеханических приводов поступательного действия.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Huang H.T.T., Ravani B. Contact stress analysis in ball screw mechanism using the tubular medial axis representation of contacting surfaces. *J. Mech. Des.*, 1997, vol. 119, no. 1, pp. 8–14. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2828794>
- [2] Заец В.Ф., Абдулин Р.Р., Хлупнов А.Ю. и др. Электромеханический привод поступательного действия. Патент РФ 2017104322. Заявл. 10.02.2017, опублик. 06.11.2018.
- [3] Янгулов В.С. Проектирование передач с линейными перемещениями выходного звена. Томск, Изд-во ТПУ, 2011.
- [4] Москалюк Р.Ю., Вайсман В.А. Особенности контроля качества при накатывании винтов для шариковых винтовых передач. *Труды Одесского политехнического университета*, спец. вып. «Компьютерные и информационные сети и системы. Автоматизация производства», 2006, с. 116–120.
- [5] Абдулин Р.Р., Большаков В.В., Зудилин А.С. и др. О разработке электромеханического привода с шариковинтовой передачей, защищенной от заклинивания. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2020, № 6 (135), с. 66–82. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-66-82>
- [6] Cuttino J.F., Dow T.A., Knight B.F. Analytical and experimental identification of nonlinearities in a single-nut, preloaded ball screw. *J. Mech. Des.*, 1997, vol. 119, no. 1, pp. 15–19. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2828782>
- [7] Изнаиров Б.М. Повышение нагрузочной способности многозвенных соединений механизмов и машин на основе формирования рациональных стохастических размерных связей рабочих элементов в процессе изготовления деталей и сборки. Дис. ... д-ра техн. наук. Саратов, СГТУ имени Гагарина Ю.А., 2016.
- [8] Павлов Б.И. Шариковинтовые механизмы в приборостроении. Л., Машиностроение, 1968.
- [9] Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М., Машиностроение, 1990.

- [10] Изнаиров Б.М., Изнаиров О.Б., Васин А.Н. Повышение грузоподъемности шариковых винтовых передач путем совершенствования технологического процесса их сборки. *СТИН*, 2010, № 10, с. 12–14.
- [11] Абдулин Р.Р., Подшибнев В.А., Самсонович С.Л. Определение коэффициента неравномерности распределения нагрузки в шариковинтовой передаче с сепаратором. *Вестник МАИ*, 2020, т. 27, № 3, с. 229–239.
DOI: <https://doi.org/10.34759/vst-2020-3-229-239>
- [12] Абдулин Р.Р., Большаков В.В., Рожнин Н.Б. и др. О коэффициенте полезного действия шариковинтовой передачи с сепаратором. *Матер. VI Науч.-практ. конф. памяти О.В. Успенского*. М., ИД Академии имени Н.Е. Жуковского, 2019, с. 16–23.
- [13] Демкин Н.Б. Физические основы трения и износа машин. Калинин, ГКУ, 1981.
- [14] Main catalogue. Eichenberger Gewinde AG. *avi-solutions.com: веб-сайт*.
URL: <https://avi-solutions.com/upload/iblock/7f2/7f2caf002a705177c39e5918a129868e.pdf> (дата обращения 26.03.2022).
- [15] Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М., Машиностроение, 1982.

Абдулин Рашид Раисович — канд. техн. наук, главный конструктор АО «МНПК «Авионика» (Российская Федерация, 127055, Москва, ул. Образцова, д. 7).

Большаков Вадим Владимирович — ведущий инженер-конструктор АО «МНПК «Авионика» (Российская Федерация, 127055, Москва, ул. Образцова, д. 7).

Подшибнев Владимир Александрович — ведущий инженер-конструктор АО «МНПК «Авионика» (Российская Федерация, 127055, Москва, ул. Образцова, д. 7); аспирант кафедры «Системы приводов авиационно-космической техники» МАИ (Российская Федерация, 125993, Москва, Волоколамское ш., д. 4).

Рожнин Николай Борисович — канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры «Системы приводов авиационно-космической техники» МАИ (Российская Федерация, 125993, Москва, Волоколамское ш., д. 4).

Самсонович Семен Львович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Системы приводов авиационно-космической техники» МАИ (Российская Федерация, 125993, Москва, Волоколамское ш., д. 4).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Абдулин Р.Р., Большаков В.В., Подшибнев В.А. и др. О результатах исследования КПД шариковинтовых передач с сепаратором. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 2 (141), с. 54–74.
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-54-74>

ON THE RESULTS OF INVESTIGATING THE EFFICIENCY OF BALL SCREWS WITH SEPARATORS

R.R. Abdulin¹

abdulin@mnpk.ru

V.V. Bolshakov¹

bolshakov.blumey@yandex.ru

V.A. Podshibnev^{1,2}

podshibneff@mail.ru

N.B. Rozhnin^{1,2}

rozhnin@yandex.ru

S.L. Samsonovich^{1,2}

samsonovich40@mail.ru

¹JSC “Avionica”, Moscow, Russian Federation

²Moscow Aviation Institute, Moscow, Russian Federation

Abstract

Extensive use of ball screws with separators is due to manufacturing simplicity and increased reliability as compared to ball screws with recirculating rolling elements. The issues of determining the efficiency of such mechanisms have not been sufficiently studied. The paper presents analytically derived primary dimension ratios for parts of ball screws with separators, taking into account those tolerances that should be observed to ensure that the mechanism assembly is guaranteed and the preloads affecting the breakaway forces and the mechanism efficiency are prevented. We provide guidelines for designing parts of ball screws with separators. We plotted the interacting forces in the parts constituting ball screws with separators and analytically determined the efficiency of such mechanisms as a function of contact angles and lead angles. The experimental investigation results concerning electromechanical drive prototypes based on ball screws confirm the analytical expressions obtained. Adhering to the dimension ratios proposed for parts of ball screws with separators reveals that the analytically and experimentally determined efficiency values converge. Using the efficiency plots presented for ball screws with separators while designing electromechanical drives is appropriate to assess energy losses in mechanical transmissions

Keywords

Electromechanical drive, ball screw, separator, efficiency, investigation

Received 31.08.2021

Accepted 28.10.2021

© Author(s), 2022

REFERENCES

- [1] Huang H.T.T., Ravani B. Contact stress analysis in ball screw mechanism using the tubular medial axis representation of contacting surfaces. *J. Mech. Des.*, 1997, vol. 119, no. 1, pp. 8–14. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2828794>

- [2] Zaets V.F., Abdulin R.R., Khlupnov A.Yu., et al. Elektromekhanicheskiy privod postupatel'nogo deystviya [Translational electromechanical drive]. Patent RU 2017104322. Appl. 10.02.2017, publ. 06.11.2018 (in Russ.).
- [3] Yangulov V.S. Proektirovanie peredach s lineynymi peremeshcheniyami vykhodnogo zvena [Designing gears with linear movement of output shaft]. Tomsk, TPU Publ., 2011.
- [4] Moskalyuk R.Yu., Vaysman V.A. Special aspects of quality control when rolling screws for screws gears. *Trudy Odesskogo politekhnicheskogo universiteta*, "Komp'yuternye i informatsionnye seti i sistemy. Avtomatizatsiya proizvodstva" [Computer and Information Networks and Systems. Automation of Production], 2006, pp. 116–120 (in Russ.).
- [5] Abdulin R.R., Bol'shakov V.V., Zudilin A.S., et al. On developing an electromechanical drive equipped with a ball screw protected from jamming. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2020, no. 6 (135), pp. 66–82 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-66-82>
- [6] Cuttino J.F., Dow T.A., Knight B.F. Analytical and experimental identification of nonlinearities in a single-nut, preloaded ball screw. *J. Mech. Des.*, 1997, vol. 119, no. 1, pp. 15–19. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2828782>
- [7] Iznairov B.M. Povyshenie nagruzochnoy sposobnosti mnogozvennykh soedineniy mekhanizmov i mashin na osnove formirovaniya ratsional'nykh stokhasticheskikh razmernykh svyazey rabochikh elementov v protsesse izgotovleniya detaley i sborki. Dis. D-ra tekhn. nauk [Increasing the load capacity of multi-link mechanisms and machines based on formation of rational stochastic connections of working elements in process of parts manufacturing and assembling. Dr. Sc. (Eng.). Diss.]. Saratov, SGTU imeni Gagarina Yu.A., 2016 (in Russ.).
- [8] Pavlov B.I. Sharikovintovye mekhanizmy v priborostroenii [Ball screws in instrumentation]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1968.
- [9] Birger I.A., Iosilevich G.B. Rez'bovye i flantsevye soedineniya [Threaded and flanged connections]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990.
- [10] Iznairov B.M., Iznairov O.B., Vasin A.N. Increasing of ball screws carrying capacity by improving technological process of their assembling. *STIN*, 2010, no. 10, pp. 12–14 (in Russ.).
- [11] Abdulin R.R., Podshibnev V.A., Samsonovich S.L. Determining load distribution unevenness ratio in ball-and-screw transmission with separator. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2020, vol. 27, no. 3, pp. 229–239 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34759/vst-2020-3-229-239>
- [12] Abdulin R.R., Bol'shakov V.V., Rozhnin N.B., et al. [On efficiency coefficient of a ball screw with separator]. *Mater. VI Nauch.-prakt. konf. pamyati O.V. Uspenskogo* [Proc. VI Sc.-Tech. Conf. in memory of O.V. Uspenskiy]. Moscow, ID Akademii imeni N.E. Zhukovskogo Publ., 2019, pp. 16–23 (in Russ.).

[13] Demkin N.B. Fizicheskie osnovy treniya i iznosa mashin [Physical foundations of friction and deterioration of machines]. Kalinin, GKU Publ., 1981.

[14] Main catalogue. Eichenberger Gewinde AG. *avi-solutions.com: website*. Available at: <https://aviolutions.com/upload/iblock/7f2/7f2caf002a705177c39e5918a129868e.pdf> (accessed: 26.03.2022).

[15] Turpaev A.I. Vintovye mekhanizmy i peredachi [Screw mechanisms and gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982.

Abdulin R.R. — Cand. Sc. (Eng.), Chief Design Officer, JSC “Avionica” (Obraztsova ul. 7, Moscow, 127055 Russian Federation).

Bolshakov V.V. — Leading Design Engineer, JSC “Avionica” (Obraztsova ul. 7, Moscow, 127055 Russian Federation).

Podshibnev V.A. — Leading Design Engineer, JSC “Avionica” (Obraztsova ul. 7, Moscow, 127055 Russian Federation); Post-Graduate Student, Department of Aerospace Actuators, Moscow Aviation Institute (Volokolamskoe shosse 4, Moscow, 125993 Russian Federation).

Rozhnin N.B. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Research Fellow, Department of Aerospace Actuators, Moscow Aviation Institute (Volokolamskoe shosse 4, Moscow, 125993 Russian Federation).

Samsonovich S.L. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Aerospace Actuators, Moscow Aviation Institute (Volokolamskoe shosse 4, Moscow, 125993 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Abdulin R.R., Bolshakov V.V., Podshibnev V.A., et al. On the results of investigating the efficiency of ball screws with separators. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2022, no. 2 (141), pp. 54–74 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-54-74>