

14. Григорьянц А.Г., Шиганов И.Н., Мисюров А.И. Технологические процессы лазерной обработки: учеб. пособие для вузов / под ред. А.Г. Григорьянца. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 664 с.

Для цитирования: Измайлов В.В., Новоселова М.В. Об энергетических затратах при лазерной резке образцов быстрорежущей стали // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2026. № 3 (31). С. 5–11.

ON ENERGY CONSUMPTIONS IN LASER CUTTING OF HIGH-SPEED STEEL SAMPLES

V.V. IZMAILOV, Dr. Sc., M.V. NOVOSELOVA, Cand. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., Tver, 170026, e-mail: iz2v2@mail.ru

The applicability of a power balance equation for laser cutting of high-speed steel with nitrogen as an assisting gas to improve process efficiency was assessed. Energy parameters obtained experimentally and through theoretical calculations were compared. It was found that material cutting was achieved with an energy per unit melt volume more than 18 J/mm^3 . The cut surface roughness of the studied samples corresponded to $Ra = 1.3 \dots 6.8 \text{ }\mu\text{m}$.

Keywords: laser cutting, high-speed steel, energy balance.

Поступила в редакцию/received: 17.04.2026; после рецензирования/revised: 24.04.2026;
принята/accepted: 30.04.2026

УДК 621.833.6

DOI: 10.46573/2658-5030-2026-3-11-20

СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ВЕЛОСИПЕДА

А.А. ГОЛОВНИН, канд. техн. наук

Тверской государственный технический университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: golovninaa@rambler.ru

© Головнин А.А., 2026

Статья посвящена синтезу и кинематическому анализу рычажного механизма привода вращения заднего колеса велосипеда, ведущим звеном которого является обычная для велосипеда каретка с полноповоротным движением кривошипов. Для синтеза и кинематического анализа выбран механизм с простейшей структурной схемой – четырехзвенный рычажный, а именно кривошипно-коромысловый механизм. Принят общий порядок проектирования рычажного механизма. Приведен выбор с обоснованием задач, которые должны быть решены в процессе синтеза и кинематического анализа. В качестве показателя эффективности работы механизма предложено использовать отношение угла прямого хода кривошипа к углу половины дуги окружности (180°). Для кинематического анализа применен графоаналитический

метод. Приведены планы скоростей и передаточные функции механизма для ряда характерных положений механизма на прямом ходе.

Ключевые слова: привод велосипеда, кривошипно-коромысловый механизм, синтез, кинематический анализ.

ВВЕДЕНИЕ

Недостатком известного велосипеда является наличие цепной передачи, чувствительной к неизбежному контакту с абразивными частицами окружающей среды. По статистике, средним ресурсом самых обычных цепей (Sram, Shimano) принято считать 1 000...1 500 км [1] – это 20...30 поездок на расстояние 25 км. Частично защитить велосипедную цепь от пыли, воды, камней, а также предотвратить попадание масла на одежду во время езды можно при помощи протектора велосипедной цепи. Возможна также замена цепной передачи на ременную, которая, впрочем, по габаритным параметрам уступает цепной.

Радикальное решение, позволяющее обойтись без цепной передачи, – велосипед с рычажным приводом, идея которого известна, по крайней мере, с 1986 года. В нем, например, педали могут быть закреплены на оси, расположенной рядом с осью заднего колеса, на качающихся рычагах, к которым крепятся две короткие незамкнутые цепи, взаимодействующие с двумя шестернями с храповиками, расположенными по обе стороны задней втулки.

[2]. Южнокорейский Bygen анонсировал разработку своего велосипеда с рычажным приводом в 2014 году. С 2023 года известно о прототипе шоссейного велосипеда NuBike изобретателя из Лос-Анджелеса Роджера Паркера. Педали в этом велосипеде закреплены на рычагах, совершающих неполный поворот вокруг оси, расположенной рядом с осью заднего колеса [3]. Недостатком велосипедов с таким приводом является то, что при езде на них ноги при надавливании на педаль смещаются назад, в то время как из эргономических соображений предпочтительнее привычное круговое движение педалей с движением ног в наиболее нагруженной зоне вниз и немного вперед.

Предложен и рассмотрен один из вариантов привода велосипеда с рычажным механизмом, ведущим звеном которого является привычная для велосипеда каретка с полноповоротным движением педалей [4].

МЕТОД РЕШЕНИЯ

Принят общий порядок проектирования рычажного механизма. Для синтеза и кинематического анализа выбран механизм с простейшей структурной схемой – четырехзвенный рычажный, а именно кривошипно-коромысловый механизм, который характеризуется круговым движением входного звена и качательным движением выходного. Круговое движение входного звена с педалями на нем выбрано как эргономически обоснованное привычное для велосипеда движение. Наличие муфты свободного хода позволяет получить круговое движение и на выходном звене (заднем колесе). На этапе синтеза определены длины звеньев механизма с учетом геометрических соотношений, накладываемых на раму и кривошпы велосипедов с цепной передачей. Эти соотношения, определенные из эргономических соображений, приняты приоритетными и для велосипеда с кривошипно-коромысловой передачей. Поиск решения в этом случае сводится к определению оптимальной длины шатуна и коромысла. Кинематический анализ выполнен графоаналитическим методом. При моделировании кинематики привода использовались возможности САПР КОМПАС-3D v23 в параметрическом режиме.

ОПИСАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА

Рама велосипеда (рис. 1) содержит кареточный стакан 1, в котором расположен вал каретки 2 с кривошипами 3 и педалями 4 на них, а также верхние 5 и нижние 6 перья с установленным в них задним колесом 7. Последнее снабжено приводом вращательного движения, который содержит два идентичных кривошипно-коромысловых механизма, расположенных по обе стороны от продольной плоскости рамы. Каждый из механизмов включает в себя шарнирно соединенные кривошип, шатун 8 и коромысло 9. Коромысла соединены со ступицей 10 заднего колеса посредством муфт свободного хода 11 (рис. 2).

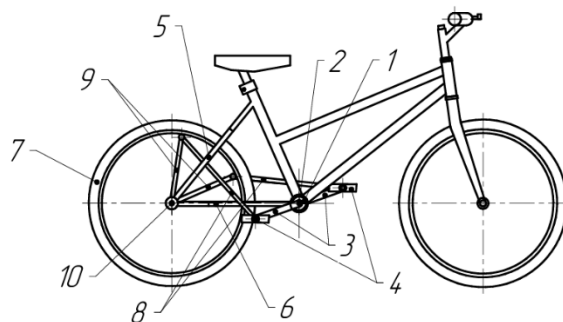


Рис. 1. Схема велосипеда с кривошипно-коромысловым механизмом привода

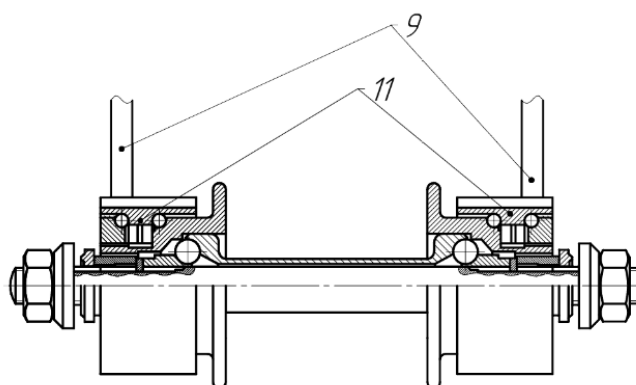


Рис. 2. Схема ступицы заднего колеса с двумя муфтами свободного хода

Под воздействием поочередного надавливания велосипедистом на педали кривошипы вместе с валом каретки совершают круговое, а коромысла – качательное движение. На прямом ходе, во время движения коромысел по ходу вращения заднего колеса, муфты свободного хода передают вращательное движение коромысел на ступицу и заднее колесо в целом. На обратном ходе коромысел муфты свободного хода размыкают их кинематическую связь со ступицей колеса. Кроме того, муфты свободного хода размыкают кинематическую связь и во время движения кривошипов в направлении прямого хода, но с угловой скоростью, при которой угловая скорость коромысла меньше, чем угловая скорость заднего колеса. Наличие в приводе вращательного движения заднего колеса двух идентичных кривошипно-коромысловых механизмов позволяет передавать вращение заднему колесу каждым из них поочередно, увеличивая вдвое продолжительность прямого хода.

ИСХОДНЫЕ ПОСЫЛКИ СИНТЕЗА МЕХАНИЗМА

Цель синтеза механизма – определение размеров механизма и положений его входного звена, наилучшим образом удовлетворяющих заданным условиям и обеспечивающих наилучшее (оптимальное) сочетание качественных показателей.

1. Исходим из того, что геометрические соотношения, накладываемые на раму и кривошип велосипедов с цепной передачей (определенные из эргономических соображений), должны оставаться приоритетными и для велосипеда с кривошипно-коромысловой передачей. Геометрия рамы включает более десяти параметров, в первую очередь длину нижних перьев, провис каретки и длину кривошипа педали. В качестве примера выберем эти три параметра из серии Stinger Reload – качественных хардтейлов для кросс-кантри среднего размера – 18"/29/ (длина подседельного штыря 18 дюймов, диаметр колес 29 дюймов) [5]. При этом длина нижних перьев 445 мм, провис каретки 71,5 мм, длина кривошипа 175 мм. Поиск решения в данном случае сводится к определению оптимальной длины шатуна и коромысла. Предложенная последовательность проектирования может быть применена и для других вариантов из размерных рядов велосипедов XS, S, M, L, XL, XXL.

2. При синтезе привода велосипеда необходимо учитывать такую особенность его работы, как постоянство или плавное изменение скорости выходного звена (колеса) и возможность подстраивания под нее скорости ведущего звена (педалей). Этому способствует большая доля инерционных сил, играющих заметную роль в движении велосипеда, а также (частично) инерционных моментов. Инерция складывается из инерции поступательного движения велосипеда в целом (масса велосипеда плюс масса человека) и вращающихся деталей, в первую очередь ободов, камер и покрышек колес. Принимая, что масса велосипеда 15 кг, велосипедиста – 82 кг, плюс дополнительно приведенная масса вращательно движущихся деталей – 3 кг при окружной скорости, равной поступательной, получим, что кинетическая энергия вращающихся масс составляет только 3 % от общей кинетической инерции велосипеда с человеком. О том, что момент инерции раскрученных колес незначителен по величине и не является основным фактором для удержания равновесия, свидетельствует тот факт, что приведенный в движение без велосипедиста велосипед очень быстро потеряет равновесие и упадет. При этом все же момент инерции раскрученных колес (наряду с постоянным подсознательным подруливанием велосипедиста и заложенным в конструкцию велосипеда кастором рулевой оси) помогает легко поддерживать велосипед в вертикальном положении.

3. Другая особенность связана с возможностью работы привода велосипеда в направлении от колеса к педалям, когда ведущее и ведомое звенья могут меняться местами. Это, как правило, используется в начале движения, когда инерционная составляющая отсутствует. Перед началом движения одну из педалей устанавливают в положение сверху, чуть вперед, а движение начинают отталкиванием от опорной поверхности ногой, т.е. ведущим звеном оказывается заднее колесо. Для того чтобы такой режим работы привода не доставлял неудобства велосипедисту, а также для обеспечения возможности двигаться накатом, без вращения педалей, в приводе устанавливают муфту свободного хода. Применительно к кривошипно-коромысловому механизму привода это означает, что работа привода может происходить в режиме отставания вращения кривошипа от вращения заднего колеса. В этом случае муфта свободного хода будет размыкать кинематическую связь коромысла с задним колесом.

4. Две последние особенности работы привода велосипеда обуславливают следующую, а именно: работа привода носит ярко выраженный циклический характер и сводится к периодическому подталкиванию движущегося по инерции велосипеда, что подтверждают и циклограммы мощности [8]. Таким образом, применение циклично

работающего коромыслового механизма в приводе велосипеда не только возможно, но и целесообразно, что нашло отражение в очередности появления приводных велосипедов – сначала с рычажным и только потом с цепным приводом.

5. Одна из наиболее распространенных задач, обычно решаемых при синтезе, – синтез по условиям передачи сил между звеньями механизма – по допустимому углу давления. Однако большая инерционность работы велосипеда снижает значимость условия по допустимому углу давления. Положение в мертвых точках механизм проходит по инерции. Некритичность ограничения по превышению угла давления в условиях главенства инерционных сил подтверждает и опыт использования кривошипно-ползунных механизмов, в которых при ведомом кривошипе угол давления два раза за цикл принимает максимальное значение, равное 90° . Это положение кривошип проходит только благодаря инерции жестко связанных с ним вращающихся масс [9]. Ограничение угла давления на коромысле может быть в основном оправдано недопущением выстраивания шатуна и коромысла на одной линии для исключения перескока механизма на другую возможную сборку (что, впрочем, можно обеспечить конструктивными мероприятиями, а именно подбором соответствующих длин звеньев).

6. Приведенные выше доводы позволяют сделать вывод о том, что при кинематическом анализе движение коромысла (как и велосипеда в целом) на прямом ходе необходимо принимать равномерным, а движения педалей – как функцию от угловой скорости коромысла. Входным звеном остается кривошип, но скорость его вращения переменная. Ноги велосипедиста подстраиваются под неравномерное движение педалей. В аналогичных условиях находится человек на велосипеде с эллиптической звездочкой [10]. Однако, как показывает опыт, привыкание к новым условиям работы при переходе с круглой на эллиптическую звездочку происходит очень быстро.

7. По указанной причине (в связи с тем, что ноги подстраиваются под неравномерное движение педалей) силовой анализ достаточно сложен для исследования системы «человек – машина» и в рамках данной работы не производился. Для прочностного расчета могут быть приняты данные, известные из опыта применения велосипедов с цепной передачей. Например, коромысло, с учетом действия в нем только растягивающих напряжений, может быть выполнено в виде троса диаметром 3 мм, разрывное усилие для которого составляет 5...6 кН. В качестве кривошипа и коромысла могут использоваться звенья, имеющиеся в велосипедах с цепной передачей. Сомнений в их работоспособности также быть не должно.

СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА

Согласно теореме Грасгофа из условия проворачиваемости кривошипа в шарнирном четырехзвеннике [6], кривошип является самым коротким звеном, т.е. коромысло должно быть больше кривошипа [7]. В то же время с отношением длин кривошипа и коромысла связано передаточное число привода, которое при чрезмерном увеличении длины коромысла может выйти за пределы передаточных чисел применяемых в велосипедах передач (0,8...4,7). Меньшие значения используются для горных дорог, большие – для асфальтированных. Из конструктивных соображений длина коромысла ограничена как минимум радиусом колеса (368 мм). Передаточное число в данном случае может принимать минимальное теоретическое значение $u = 175/368 = 0,47$, которое значительно ниже используемых в велосипедах. В связи с этим желательно, чтобы длина коромысла была близка к длине кривошипа. Выберем для рассмотрения свойств механизма длину коромысла 180 мм. Передаточное число в этом случае $u = 175/180 = 0,97$, что вполне удовлетворяет условиям езды по

пересеченной местности. Причем именно такие условия сопровождаются и наиболее интенсивным абразивным износом цепи, что оправдывает применение предлагаемого привода.

План механизма по выбранной схеме в крайних положениях коромысла показан на рис. 3. Длина кривошипа составляет 175 мм, коромысла – 180 мм, длина стойки (расстояние от каретки до втулки заднего колеса) – 445 мм. Длина шатуна 445,3 мм определена исходя из требования получения максимальной передаточной функции скорости, на углах, соответствующих наиболее эффективному надавливанию на педали ($\varphi = 135, 150, 165$ и 180°), путем моделирования кинематики привода в САПР КОМПАС-3D v23 в параметрическом режиме. Установлено, что наиболее близкие к 1 передаточные числа достигаются при приближении вида механизма к шарнирному параллелограмму, т.е. в случае, когда длина коромысла близка к длине кривошипа (но не превышает ее), а длина шатуна – к длине стойки (но не меньше ее). При таких параметрах возможно существование механизма и сохраняется его сборка.

Прямой ход каждого кривошипа начинается и заканчивается в обозначенных соответствующими индексами положениях 1 и 2. При выбранных параметрах рычажного механизма угол прямого хода каждого кривошипа $\alpha = 182^\circ 42'$, т.е. имеет место перекрытие прямых ходов кривошипов на угле поворота $\theta = 2^\circ 42'$. Угол размаха коромысел на прямом и обратном ходах одинаков, $\beta = 142^\circ$. При этом имеет место перекрытие прямых ходов и коромысел. Прямой ход каждого коромысла начинается за $19'$ до завершения прямого хода предшествующего по фазе коромысла и заканчивается через $6'$ после начала прямого хода следующего по фазе коромысла.

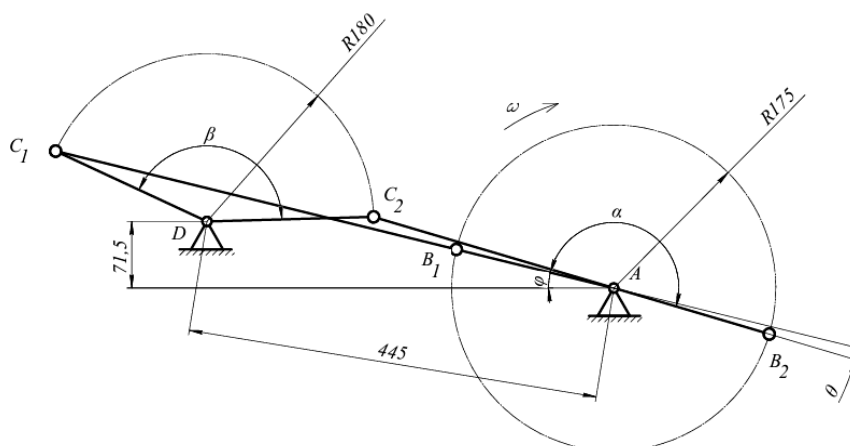


Рис. 3. План механизма в крайних положениях коромысла

Одним из показателей, учитываемых при проектировании рычажного механизма, является коэффициент изменения средней скорости выходного звена – отношение средних угловых скоростей выходного звена при обратном и прямом ходах:

$$K_{\omega} = \frac{\omega_{\text{обр}}}{\omega_{\text{пр}}}.$$

Вычисляется этот коэффициент через соотношение углов поворота кривошипа за время прямого и обратного хода. Применительно к механизму привода велосипеда может быть использован похожий показатель, где вместо соотношения углов прямого и обратного хода берется отношение угла поворота кривошипа на прямом ходе к углу половины дуги окружности (180°):

$$K = \frac{\alpha}{180^\circ}.$$

С учетом того, что привод содержит два идентичных механизма, которые работают поочередно, физический смысл такого показателя состоит в перекрытии углов прямых ходов левого и правого механизмов привода, обеспечивающем возможность гарантированной непрерывной кинематической связи вала каретки с колесом. При $K \geq 1$ независимо от величины перекрытия работает только один механизм, каждый на угле 180° . Одновременная их работа происходит только в момент обгона одного коромысла другим в начале цикла его работы.

По аналогии с коэффициентом перекрытия в зубчатых передачах K характеризует плавность работы передачи и показывает, насколько один механизм перекрывает работу другого. В нашем примере при $\alpha = 182^\circ 42'$ $K = 1,01$.

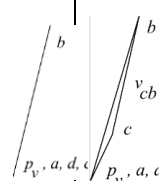
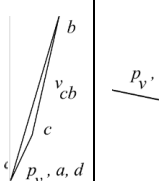
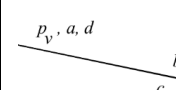
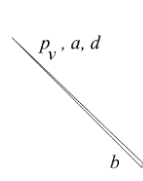
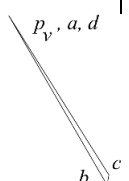
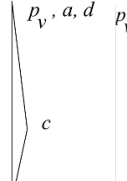
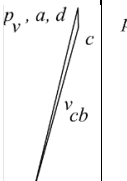
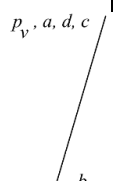
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА

Для кинематического анализа принят графоаналитический метод. Он позволяет проанализировать условия передачи движения с ведущего звена (кривошипа) к ведомому (коромыслу). Положение кривошипа задано углом φ наклона кривошипа от горизонтали.

В таблице приведены планы скоростей передаточного механизма для размеров, показанных на рис. 3 на прямом ходе, в положениях, соответствующих началу прямого хода ($\varphi = 13^\circ 41'$), в положении завершения прямого хода предыдущим по фазе механизмом ($\varphi = 16^\circ 23'$), в середине прямого хода коромысла под углом ($\varphi = 101,6^\circ$), а также на углах, соответствующих наиболее эффективному надавливанию на педали ($\varphi = 135, 150, 165$ и 180°), в момент начала прямого хода следующего по фазе механизма ($\varphi = 193^\circ 41'$) а также в конце прямого хода (т. C_2), когда угол наклона кривошипа на $16^\circ 23'$ ниже линии горизонта ($\varphi = 196^\circ 23'$). Там же указаны значения передаточных функций скорости, являющихся отношениями скоростей для выходного и входного звеньев в этих положениях.

В крайних положениях коромысла (т. C_1, C_2) скорости коромысла направлены перпендикулярно общей линии, в которую выстраиваются кривошип и шатун. Скорость коромысла в этих точках равна нулю. Однако вследствие перекрытия прямых ходов в конце прямого хода первого механизма (т. C_2) коромысло следующего по фазе механизма смещается на $25'$ от начальной точки, а его линейная скорость составляет 29 % от линейной скорости кривошипа. В середине прямого хода коромысла ($\varphi = 101,6^\circ$) расхождение между скоростями кривошипа и коромысла меньше 0,01 %, т.е. можно говорить о передаточной функции, равной 1. Представляет интерес определение передаточной функции в конце прямого хода, когда педаль движется вниз-вперед. На участке поворота кривошипа от $\varphi = 13^\circ 41'$ до $\varphi = 16^\circ 23'$, т.е. на угле поворота $2^\circ 42'$, скорость коромысла растет от 0 до 29,3 % от скорости кривошипа, при этом скорость коромысла, заканчивающего прямой ход, уменьшается от 10,0 % до 0. Следовательно, на рассматриваемом участке имеет место перекрытие прямых ходов коромысел двух механизмов, но одно из них ускоряется от неподвижного положения, а второе замедляется до остановки. За данное время происходит смена механизма, приводящего велосипед в движение. При этом движение педали направлено вниз-назад, вдали от положения педали вниз-вперед, в котором давление ноги велосипедиста максимально, что способствует плавной смене механизма, коромысло которого совершает прямой ход.

Планы скоростей и передаточные функции механизма на прямом ходе

Угол на-кло-на криво-шипа φ	13,7°	16,4°	101,6°	135°	150°	165°	180°	193,7°	196,4°
План скоростей механизма									
Переда-точная функ-ция скорости	0	0,29	1	0,98	0,96	0,89	0,64	0,10	0

Кинематический анализ механизма привода показывает его работоспособность. Цикличность работы привода хотя и присутствует, но она присуща любому другому велосипеду с приводом от мускульной силы человека. В положениях кривошипа, при которых велосипедист надавливает на педали наиболее эффективно ($\varphi = 100 \dots 165^\circ$), значение передаточной функции составляет $1 \dots 0,89$, что позволяет говорить об эффективной работе механизма.

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

Разработанный рычажный привод велосипеда проще по сравнению с известными за счет отказа от применения в передаче зубчатых колес. При этом, по сравнению с известными велосипедами с рычажной механической передачей, ноги велосипедиста совершают более эргономичное круговое движение со смещением ноги при надавливании в наиболее нагруженной зоне вниз и немного вперед, а не назад.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цепь и ее ресурс. О горном велосипеде. Twentysix. URL: <https://twentysix.ru/blog/mountainbike/126709.html> (дата обращения: 09.12.2025).

2. Patent US 4630839. *Propulsion mechanism for lever propelled bicycles* / Marn T. Seol. Filed. Jul. 29. 1985. Date of Patent. Dec. 23. 1986. URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/97/e1/08/1b117c5d622a28/US4630839.pdf> (дата обращения: 09.12.2025).
3. NuBike – limited edition V2 Frame & Drive System. URL: <https://www.kickstarter.com/projects/nubikemfg/nubike-limited-edition-v2-frame-and-drive-system/comments> (дата обращения: 09.12.2025).
4. Патент РФ 2859471. *Велосипед* / Головнин А.А., Скворцов И.К. Заявл. 20.06.2025. Оpubл. 02.04.2026, Бюл. № 10.
5. Горные велосипеды Stinger 2024: Genesis, Reload, Graphite, Element, Vega, Laguna. Все, что вы хотели знать. URL: https://pro-bike.ru/article/review-gornye_velosipedy_stinger_2024_genesis_reload_graphite_element_vega_laguna_vse_chto_vu_xoteli_znat-42137.html (дата обращения: 09.12.2025).
6. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. Теория механизмов и машин / под ред. К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 1987. 496 с.
7. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин: учебник для втузов. М.: Высшая школа, 1967. 528 с.
8. Comparative biomechanical study of circular and non-circular chainrings for endurance cycling at constant speed // L. Malfait, G. Storme, M. Derdeyn. 2010. URL: <https://noncircularchainring.be/pdf/Biomechanical%20study%20chainrings%20-%20release%20202.pdf> (дата обращения: 09.12.2025).
9. Тимофеев Г.А., Мусатов А.К., Попов С.А., Фролов К.В. Теория механизмов и механика машин: учебное пособие. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 568 с.
10. Why do appropriate non-circular chainrings yield more crank power compared to conventional circular systems during isokinetic pedaling? // L. Malfait, G. Storme, M. Derdeyn, 2012. URL: <https://www.noncircularchainring.be/pdf/Appropriate%20non-circular%20chainrings.pdf> (дата обращения: 09.12.2025).

Для цитирования: Головнин А.А. Синтез и кинематический анализ кривошипно-коромыслового механизма привода велосипеда // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2026. № 3 (31). С. 11–20.

SYNTHESIS AND KINEMATIC ANALYSIS OF THE SWING-ROCKER MECHANISM OF A BICYCLE DRIVE

A.A. GOLOVNIN, Cand. Sc.

Tver State Technical University,
22, Af. Nikitin emb., Tver, 170026, e-mail: golovnin_aa@rambler.ru

The article is devoted to the synthesis and kinematic analysis of the lever mechanism of the rear wheel drive of a bicycle, the leading link of which is the usual bicycle carriage with full-turning movement of the cranks. For synthesis and kinematic analysis, a mechanism with the simplest structural scheme, namely a crank-rocker mechanism, has been selected. The general procedure for designing a lever mechanism has been adopted. The selection and justification of the tasks that must be solved during the synthesis and kinematic analysis process have been provided. The selection is justified by the tasks that must be solved during the synthesis and kinematic analysis process. As an indicator of the mechanism efficiency, it is proposed to use the ratio of the angle of the crank stroke to the angle of half a circle arc

(180°). For the kinematic analysis, the graph-analytical method is adopted. The plans of velocities and the transfer functions of the mechanism for a number of characteristic positions of the mechanism on the working stroke are given.

Keywords: bicycle drive, crank-rocker mechanism, synthesis, kinematic analysis.

Поступила в редакцию/received: 03.04.2026; после рецензирования/revised: 06.04.2026;
принята/accepted: 13.04.2026

УДК 621.941.229.3

DOI: 10.46573/2658-5030-2026-3-20-26

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА И ПАТРОНА ДЛЯ УСТАНОВКИ ВАЛА СО ШПОНОЧНЫМ ПАЗОМ НА ЦЕНТРАХ СТАНКА

А.П. АРХАРОВ, канд. техн. наук

Тверской государственный технический университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: arharovanatoliy@yandex.ru

© Архаров А.П., 2026

Представлен анализ известных способов и патронов для установки валов на центрах металлорежущих станков для их последующей обработки. Отмечена актуальность работы по созданию усовершенствованных способа и средства для установки вала со шпоночным пазом. Изложена сущность разработанного способа установки, в котором для передачи крутящего момента от шпинделя станка на вал создается шпоночное сопряжение путем автоматически выполняемых размещения вала на центрах станка и ориентирования его паза относительно кулачка патрона. Раскрыто устройство и принцип действия спроектированного патрона, который, кроме кулачков для удержания вала при его переносе на линию центров, содержит также прижим, препятствующий повороту вала при его ориентировании в угловом направлении. Приведено сравнение по отличительным признакам созданных способа и патрона с аналогичными известными решениями. Отражены оригинальность разработок и достигаемый технический результат.

Ключевые слова: вал, установка, шпоночный паз, способ, упорные центры, кулачковый патрон, шпоночное сопряжение, ориентирование.

ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроение развивается в направлении максимальной автоматизации, сокращения трудоемкости и снижения зависимости от ручного труда. С учетом этого особую актуальность приобретает задача повышения эффективности технологических процессов изготовления валов со шпоночными пазами – распространенных в машиностроении деталей, используемых в редукторах, насосах, электродвигателях и других изделиях [1, 2]. Среди факторов, влияющих на трудоемкость производства таких деталей, можно выделить способ установки их на металлорежущее оборудование и применяемую при этом технологическую оснастку. Одним из распространенных способов является установка валов на центрах станка с применением различных средств для передачи крутящего момента от шпинделя станка к заготовке вала [3, 4]. Применение простых по конструкции поводкового патрона и хомутика, устанавливаемого на заготовку вала вручную [5], упрощает способ