

ПРИВОД ВАЛА ТОПЛИВНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**С. А. Король, Н. Н. Мороз, А. А. Бугайов, Е. Р. Кантемирова**

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: mykolai.moroz@gmail.com

Рассмотрена актуальная проблема, связанная с некачественной работой двигателей транспортных средств с неполной загрузкой и работой на частичных скоростных режимах. Показано, что такие режимы работы двигателей составляют основную часть времени особенно при работе транспортного средства в городских условиях. Некачественная работа двигателя на этих режимах приводит к снижению топливной экономичности и экологических показателей. Для повышения технических показателей дизельных двигателей предложено устройство, позволяющее управлять неравномерным вращением кулачкового вала топливного насоса дизеля транспортного средства. Разработаны кинематические схемы преобразователей угловых скоростей для привода кулачкового вала топливного насоса, методика кинематического и силового расчета привода. Применено математическое моделирование управляемого неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса высокого давления, позволяющие улучшить характеристики впрыскивания топлива на частичных скоростных режимах работы дизеля. Улучшение характеристик впрыскивания топлива предложено достичь стабилизацией линейной скорости плунжеров топливного насоса независимо от частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя транспортного средства.

Ключевые слова: дизель, топливный насос, кулачковый вал, двигатель.**ПРИВОД ВАЛА ПАЛИВНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ****С. О. Король, М. М. Мороз, О. О. Бугайов, Е. Р. Кантемирова**

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: mykolai.moroz@gmail.com

Розглянута актуальна проблема пов'язана з неякісною роботою двигунів транспортних засобів з неповним завантаженням і роботою на часткових швидкісних режимах. Показано, що такі режими роботи двигунів становлять основну частину часу особливо при роботі транспортного засобу в міських умовах. Неякісна робота двигуна на цих режимах призводить до зниження паливної економічності та екологічних показників. Для підвищення технічних показників дизельних двигунів запропоновано пристрій, що дозволяє управляти нерівномірним обертанням кулачкового вала паливного насоса дизеля транспортного засобу. Розроблено кінематичні схеми перетворювачів кутових швидкостей для приводу кулачкового валу паливного насоса, методика кінематичного і силового розрахунку приводу. Згідно з розробленою в статті методики можна також організувати кероване нерівномірне обертання кулачкового вала паливного насоса високого тиску, що покращить характеристики впорскування палива. Застосовано математичне моделювання керованого нерівномірного обертання кулачкового вала паливного насоса високого тиску, що дозволить поліпшити характеристики впорскування палива на часткових швидкісних режимах роботи дизеля. Це запропоновано досягти стабілізацією лінійної швидкості плунжерів паливного насоса незалежно від частоти обертання колінчастого вала дизельного двигуна транспортного засобу. У силовій передачі, що зв'язує колінчастий вал дизеля з кулачковим валом насоса, послідовно пропонується встановити два ідентичних перетворювача кутових швидкостей, які в цьому пристрої можуть бути виконані у вигляді важільно-кулачкових механізмів. Розроблено принципову кінематичну схему для важільно-кулачкового механізму. Згідно з розробленою в статті методики розрахунку на основі математичної моделі визначено миттєве передавальне відношення j для кутових швидкостей ω_2 , ω_1 валів яке залежить від форми профілю кулачкової шайби механізму, тому якщо виконати профіль повторюваним з періодом $\Phi_n = 360^\circ/K$, де K – ціле число, то такий же період буде мати закон зміни передавального відношення j . Визначено закон зміни передавального відношення j між приводним валом і валом паливного насоса. Отримано графіки цієї функції, а також наведені форми визначених законів зміни передавального відношення $j(\Phi_{10})$. Наведено розроблений кінематичний розрахунок зведеного важільно-кулачкового механізму. При роботі такого варіанту пристрою максимальний робочий момент, відповідний максимальній силі тиску палива на плунжер, передається через шарнірно-важільний ланцюг у вигляді стискаючого, а не розтягуючого зусилля. Це знижує величину реакцій в шарнірах механізму і максимальні значення контактних напружень на профілі кулачкової шайби, що підвищує його надійність і довговічність.

Ключові слова: дизель, паливний насос, кулачковий вал, двигун.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Современные автомобильные двигатели в эксплуатации, особенно в городских условиях, имеют низкую загруженность. Режимы малых нагрузок и холостого хода [1] составляют более 50%. При этом увеличиваются затраты топлива и ухудшаются экологические показатели. Проблема повышения эксплуатационных экономических и экологических показателей есть актуальной. Проведенные исследования пассажиропото-

ка в работах [2, 3, 4] подтверждают неполную загрузку двигателя транспортного средства при эксплуатации в городском режиме. Эксплуатационная топливная экономичность дизельного двигателя транспортного средства определяется экономичностью режимов частичных нагрузок проведенными исследованиями в работе [5, 6, 7].

В работе [8] описаны основные принципы организации управляемого неравномерного вращения

распредвала четырехтактного двигателя внутреннего сгорания транспортного средства. Согласно этой методики можно также организовать управляемое неравномерное вращение кулачкового вала топливного насоса высокого давления, позволяющие улучшить характеристики впрыскивания топлива на частичных скоростных режимах [9, 10, 11, 12] работы дизеля. Это можно достичь стабилизацией линейной скорости плунжеров топливного насоса независимо от частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя транспортного средства. В силовой передаче, связывающей коленчатый вал дизеля с кулачковым валом насоса, последовательно предлагается установить два идентичных преобразователя угловых скоростей, которые в данном устройстве могут быть выполнены в виде шарниров Гука. К преимуществам такого выбора преобразователей следует отнести то, что, во-первых, эти шарниры относятся к традиционным и хорошо изученным элементам механических передач, выпускаемым серийно. Во-вторых, на один оборот ведущего вала шарнира Гука приходится не один (как для большинства других типов преобразователей), а два периода изменения угловой скорости выходного вала, что облегчает использование этих преобразователей для привода кулачковых валов с большим числом кулачков. В-третьих, как выяснилось в результате выполненного кинематического анализа нового привода, закон изменения угловой скорости, обеспечиваемый шарниром Гука, оказался очень удачным для расчёта механизма, использующего два последовательно работающих преобразователя угловых скоростей. И, наконец, в-четвертых, при использовании этих шарниров привод остается кинематически замкнутым и обеспечивает расчётный закон изменения угловой скорости кулачкового вала при знакопеременном характере передаваемого крутящего момента.

Стенд, оснащенный указанными преобразователями и устройством для ручной регулировки степени неравномерности вращения вала насоса, даст возможность получать экспериментальные данные о зависимости параметров рабочего процесса от интенсивности впрыскивания топлива для каждого

характерного режима работы двигателя, что, в свою очередь, позволит повысить качество проектирования его топливной аппаратуры.

Указанное выше увеличение габарита привода вызвано тем, что шарнир Гука относится не к плоским, а к пространственным механизмам. Поэтому в данной работе предлагается использовать в качестве преобразователя кинематический аналог шарнира Гука который относится к классу плоских рычажно-кулачковых механизмов.

Цель работы разработка управляемого привода топливного насоса высокого давления транспортного дизеля и методики определения его основных параметров для повышения топливной экономичности.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Для управления неравномерным вращением кулачкового вала топливного насоса на частичных режимах работы дизеля в этой работе предлагается применить рычажно-кулачковый преобразователь угловых скоростей вращения валов. Принципиальная кинематическая схема рычажно-кулачкового механизма показана на рис. 1.

Буквами А, В, С, D обозначены оси цилиндрических шарниров, соединяющих звенья шарнирно-рычажной цепи. Точка А расположена на общей оси входного 1 и выходного 2 валов преобразователя. При качении ролика 3 по внутреннему профилю кулачковой шайбы 4 изменяется угол BAD между ведущим 5 и ведомым 6 кривошипами, в результате чего на одних участках профиля ведомый кривошип обгоняет ведущий, а на других – отстает. Мгновенное передаточное отношение j для угловых скоростей ω_2, ω_1 валов 2 и 1 зависит от формы профиля, поэтому если выполнить профиль повторяемым с периодом $\Phi_n = 360^\circ/K$, где K – целое число, то такой же период будет иметь закон изменения передаточного отношения j . Для кулачковой шайбы, показанной на рис. 1, $\Phi_n = 90^\circ$. Заметим, что получить такой период при использовании шарниров Гука можно было только при помощи дополнительных, цилиндрических передач – повышающей перед новым узлом и понижающей после этого узла.

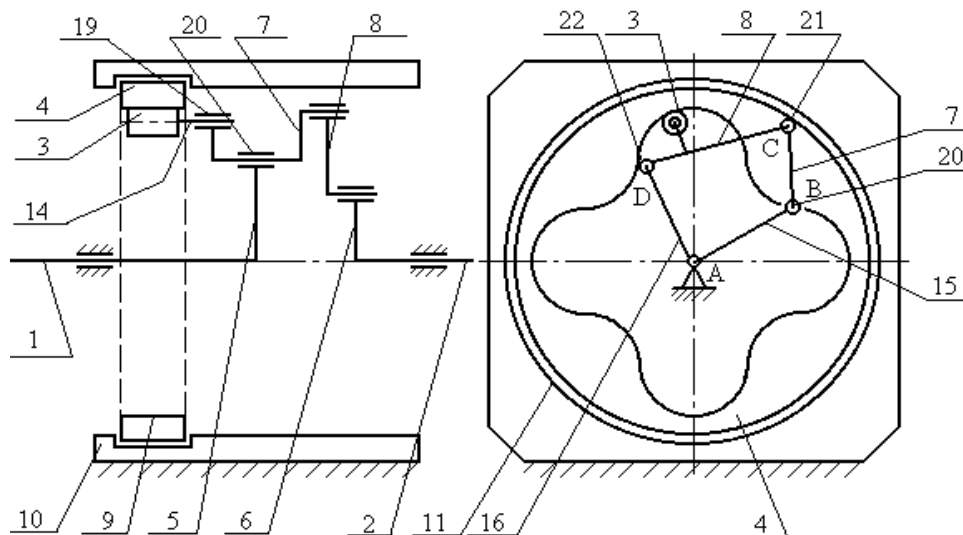


Рисунок 1 – Принципиальная кинематическая схема рычажно-кулачкового механизма

Схема, приведенная на рис. 1, не раскрывает механизм кинематического замыкания высшей пары. Поэтому в предложенном механизме была разработана схема кинематического замыкания, показанная на рис. 2.

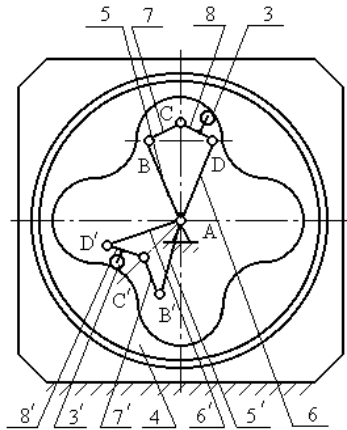


Рисунок 2 – Схема кинематического замыкания рычажно-кулачкового механизма

Для решения указанной задачи преобразователь угловых скоростей снабжается дополнительным рычажно-кулачковым механизмом, идентичным первому. Кривошипы 5, 6, 5', 6' и шатуны 7, 8, 7', 8' этих механизмов образуют в плоскости шарнирно-рычажные цепи выпуклый A, B, C, D и невыпуклый A', B', C', D' четырехугольники с одинаковыми углами BAD и B'A'D' между ведущим и ведомым кривошипами. Ролики 3 и 3' первого и второго механизмов контактируют с одним рабочим профилем общей кулачковой шайбы 4. Угол между ведущими кривошипами 5 и 5' (а также угол между ведомыми кривошипами 6 и 6') этих механизмов кратен половине угла Φ_n периодического повторения формы профиля кулачковой шайбы 4 (на рис. 2 угол Φ_n равен 90° , а угол между ведущими (ведомыми) кривошипами – 135°). При работе такого устройства ролики 3 и 3' катятся по общему профилю кулачковой шайбы, а четырехугольники ABCD и A'B'C'D' попеременно становятся выпуклыми и невыпуклыми. В том механизме, шарнирно-рычажная цепь которого выпукла (на рис. 2 – цепь ABCD), ролик 3, упираясь в профиль, препятствует уменьшению угла между ведущим и ведомым кривошипами, при этом ролик другого механизма (на рис. 2 – ролик 3'), упираясь в тот же профиль, препятствует увеличению угла между ведущим и ведомым кривошипами. Поскольку ведущие кривошипы 5, 5' и ведомые кривошипы 6, 6' жестко связаны между собой, такая схема обеспечивает безотрывную работу профиля кулачка и роликов. В остальной работа устройства аналогична описанной выше.

В таком устройстве кривошипы 5 и 6 сближаются при удалении шарнира C от прямой BD как в сторону точки A, так и в противоположную от нее сторону. Поэтому в данном случае период Φ_2 изменения угловой скорости ω_2 вращения ведомого вала 2 (рис. 1) составляет только половину от угла Φ_n периодического повторения формы профиля кулачковой шайбы, а угол между кривошипами 5 и 5', кратен этой половине

угла Φ_n (т.е. кратен углу Φ_2). В частности это означает, что профилю кулачковой шайбы с четырьмя выступами, представленному на рис. 2, отвечает значение угла $\Phi_2 = 45^\circ$, и преобразователь с такой кулачковой шайбой должен использоваться в приводе кулачкового вала с 8-мью кулачками. На рис. 3 показаны формы профилей кулачковых шайб, используемых в приводе 6-ти, 4-рех и 2-ух кулачковых валов.

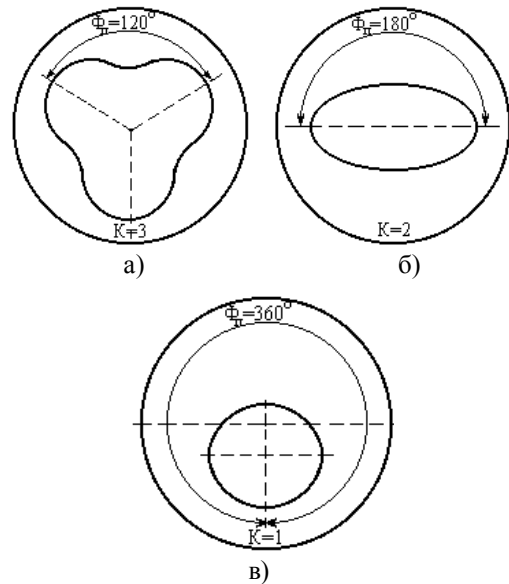


Рисунок 3 – Формы внутреннего профиля кулачковых шайб для: а) шестиплунжерных; б) четырехплунжерных; в) двухплунжерных насосов

Заметим, что группа цилиндров двигателя, плунжера топливных насосов которых приводятся в движение данным кулачковым валом, при использовании такой схемы кинематического замыкания обязана иметь равномерное чередование вспышек топлива в цилиндрах.

Проведем кинематический расчёт сдвоенного рычажно-кулачкового механизма. На рис. 4 представлена кинематическая схема сдвоенного рычажно-кулачкового механизма, в котором оси роликов 13 и 25 вставлены в гнезда 19 на ведущих шатунах 17, 30 преобразователя 45. На ведомых шатунах 18, 31 преобразователя 46 цилиндрические отверстия 85 расположены на равных расстояниях от геометрической оси 8 кулачковых шайб 7.

Кулачковые шайбы 7 выполнены с внутренними профилями 9. Шарнирно-рычажные цепи собраны так, что ведомые кривошипы провернуты по отношению к ведущим кривошипам в направлении их вращения. Кулачковые шайбы 7 вставлены в гнезда 11 с противоположной ориентировкой профилей 9.

Указанная совокупность признаков обеспечивает выполнение условия идентичности законов передаточного отношения $j_{45}(\varphi)$, $j_{46}(\varphi)$. Кроме того, при работе такого варианта устройства максимальный рабочий момент, соответствующий максимальной силе давления топлива на плунжер, передается через шарнирно-рычажные цепи в виде сжимающего, а не растягивающего усилия (ведущие звенья «толкают» ведомые звенья). При этом указанную нагрузку воспринимают только те цепи, которые в этот момент

имеют конфигурацию выпуклого четырехугольника (на рис. 2 цепь ABCD, а не цепь AB'C'D'). Это снижает величину реакций в шарнирах механизма и максимальное значение контактных напряжений на профиле 9 кулачковой шайбы 7, что повышает его надежность и долговечность.

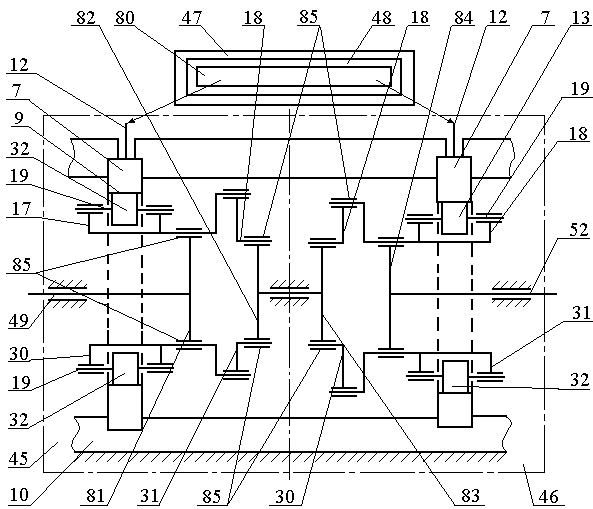


Рисунок 4 – Кинематическая схема сдвоенного РКМ

Структурная схема привода, использующего рычажно-кулачковые механизмы описанной конструкции, приведена на рис. 5. Между распределительным валом 9 дизеля и валом 10 топливного насоса последовательно установлены два идентичных преобразователя угловых скоростей 11 и 12, схема которых была показана на рис. 1 и 2.

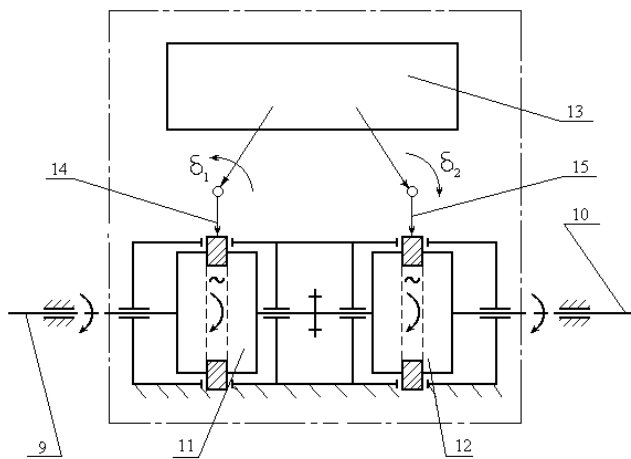


Рисунок 5 – Укрупнённая структурная схема механизма, используемая при его кинематическом расчёте

В данном устройстве степень неравномерности вращения вала насоса регулируется автоматическим регулятором 13, разворачивающим кулачковые шайбы преобразователей 11 и 12 на определенные углы δ_1 и δ_2 и фиксирующим их в каждом новом положении при помощи специальных самотормозящихся фиксаторов 14, 15. Поворот кулачковых шайб изменяет фазы передаточных функций. Закон изменения передаточного отношения j между привод-

ным валом 9 и валом топливного насоса 10 определяется следующими зависимостями

$$j = 1 + 2R_0^2 + 2R_0(1 + R_0^2)^{0.5} \sin[2K(\varphi_{10} - \beta_1)] \quad (1)$$

или

$$j = [1 + 2R_0^2 + 2R_0(1 + R_0^2)^{0.5} \sin[2K(\varphi_9 - \beta_2)]]^{-1}, \quad (2)$$

где R_0 – параметр неравномерности.

$$R_0 = 0.5(A_0^{-1} - A_0) \sin(K\delta);$$

где δ – относительный сдвиг кулачковых шайб, $\delta = \delta_2 - \delta_1$; β_1, β_2 – фазы синусоид, $\beta_1 = \beta - 0.5\Delta$, $\beta_2 = -\beta - 0.5\Delta$.

$$\beta = (0.5/K) \cdot \arctg[0.5(A_0 + A_0^{-1})] \cdot \tg(K\delta) - 0.5\delta, \quad (3)$$

где Δ – односторонний сдвиг кулачковых шайб, $\Delta = \delta_1 + \delta_2$; φ_9, φ_{10} – текущие значения углов поворота валов 9 и 10; $A_0 = \cos\alpha$

Относительный сдвиг θ_0 валов 9 и 10, вычисленный в момент максимума передаточного отношения j , теперь, как это следует из формул (1) – (3), определяется зависимостью

$$\theta_0 = [\arctg(0.5(A_0 + A_0^{-1})\tg(K\delta)) - K\delta]/K. \quad (4)$$

Используемая в формуле (4) функция

$$f(\varphi) = \arctg(Z \cdot \tg\varphi) - \varphi \quad (5)$$

на промежутке углов $\varphi \in [0; \pi/2]$ неотрицательна (при $Z > 1$), равна нулю на его концах и принимает максимальное значение

$$f_{\max} = \arctg(Z - 1)/(2\sqrt{Z}). \quad (6)$$

Анализ полученных зависимостей для характерных значений входящих в них параметров $A_0 = 1.3 \dots 1.5$, $Z = 0.5(A_0 + A_0^{-1})$, $K = 2 \dots 4$ показал, что в данном устройстве, изменение угла δ не приводит к значительному перемещению по шкалам углов φ_9 и φ_{10} участков максимальных значений передаточного отношения j ; не происходит и существенного изменения угла θ опережения впрыскивания. При работе нового привода величина δ относительного сдвига кулачковых шайб определяет форму закона изменения передаточного отношения $j(\varphi_{10})$. Если $\delta = 0$, то выполняется тождество $j(\varphi_{10}) \equiv 1$, и вал топливного насоса вращается равномерно. При возрастании величины δ от нуля до предельного значения $180^\circ/(2K)$ степень неравномерности монотонно увеличивается, а максимальное значение j_{\max} передаточного отношения j изменяется в соответствии с формулой

$$j_{\max} = 1 + R_0^2 + 2R_0(1 + R_0^2)^{0.5}. \quad (7)$$

График этой функции, а также формы получающихся законов изменения передаточного отношения $j(\varphi_{10})$, приведены на рис. 6.

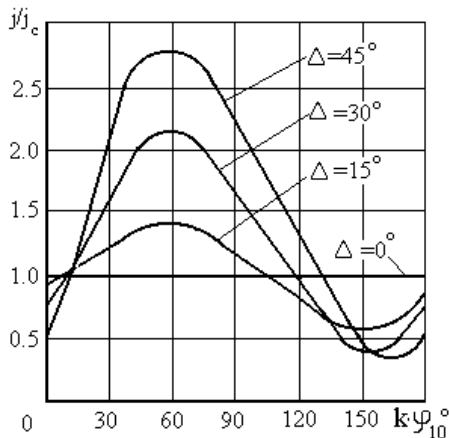


Рисунок 6 – Кинематические характеристики РКП

Поскольку зависимости R_0 и θ_0 от δ при значениях $K\delta \geq \pi/4$ становятся существенно нелинейными, интервал изменения регулировочного угла δ рекомендуется уменьшить в два раза. Величина Δ одностороннего сдвига кулачковых шайб не влияет на степень неравномерности вращения вала насоса и форму законов $j(\varphi_0)$, $j(\varphi_{10})$ изменения передаточного отношения. Варьирование этой величины приводит к согласованному изменению фаз функций $j(\varphi_0)$ и $j(\varphi_{10})$, что используется в данном устройстве для получения требуемой зависимости угла опережения впрыскивания θ от частоты n_d вращения вала дизеля. При определении значения регулировочного угла Δ можно пользоваться приближенной формулой

$$\theta_n - \theta = \theta_0 - 0.5(j_{\max} - 1) \cdot \Delta, \quad (8)$$

где θ_n – угол опережения θ на номинальном режиме, а величины θ_0 и j_{\max} заданы зависимостями (4), (7). Рычажно-эксцентриковый регулируемый привод топливного насоса двухцилиндрового дизеля. Анализ особенностей решаемой задачи для двухцилиндрового дизеля позволил существенно упростить и улучшить схему рычажно-кулачкового преобразователя. Если внутренний профиль кулачковой шайбы описать окружностью постоянного радиуса, то, для передаточной функции между углами $\varphi_{1,2}$ поворота 1-го и 2-го кривошипов удалось получить следующую формулу

$$\varphi_2 = \arctg\left(\frac{R^2 - e^2}{R^2 + e^2} \cdot \tg\varphi_1\right) + \arccos \frac{r^2 - L^2}{\sqrt{R^4 + e^4 + 2e^2 R^2 \cos 2\varphi_1}}, \quad (9)$$

где R – длина кривошипа; r – радиус центрального профиля; e – эксцентриситет эксцентрика; L – длина шатунов. При этом условие совместности двух параллельно работающих цепей (выпуклой и не выпуклой) имеет вид

$$R^2 + e^2 = r^2 + L^2. \quad (10)$$

Если в правой части формулы (9) оставить только первое слагаемое (т.е. выполнить механизм с соотношением звеньев $r = L$), то передаточная функция примет вид

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2} + \arctg\left(\frac{R^2 - e^2}{R^2 + e^2} \cdot \tg\varphi_1\right). \quad (11)$$

Формула (11) совпадает с аналогичной передаточной функцией шарнира Гука. При этом среднее расстояние между кривошипами будет составлять 90° . Таким образом, РКМ с эксцентриковым профилем при выполнении условия $L = r$ является кинематическим аналогом шарнира Гука. Пусть, как и ранее, j_n – максимальная степень неравномерности, создаваемая в одном преобразователе угловых скоростей указанной конструкции. Тогда размеры звеньев шарнирно-рычажной цепи могут быть определены из следующей системы соотношений

$$L^2 = r^2 = \left[\frac{j_n}{j_n + 1}\right] \cdot R^2, \quad (12)$$

$$e^2 = \frac{j_n - 1}{j_n + 1} \cdot R^2. \quad (13)$$

При характерном значении $j_n = 1,4$ эти соотношения имеют вид $L = r = 0.75R$ а эксцентриситет $e = 0.4R$.

Дополнительные упрощения механизма связаны с изменением схемы замыкания высшей пары. Известно, что эксцентриковый кулачок можно заменить рычагом радиуса r , закреплённым в его центре. В этом случае вторая шарнирно-рычажная цепь для кинематического замыкания механизма оказалась излишней. Кинематическая схема, получаемого при этом механизма, показана на рис. 7.

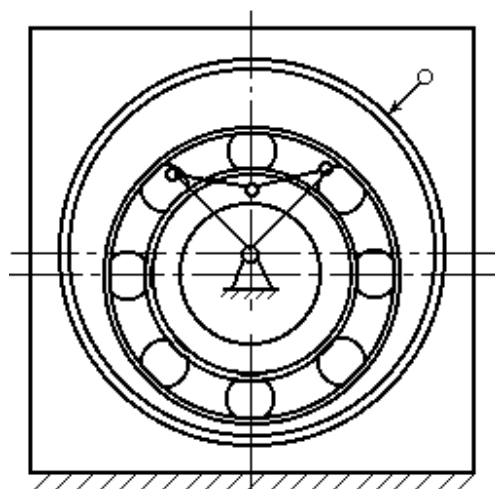


Рисунок 7 – Кинематическая схема рычажно-эксцентрикового механизма

При конструктивном исполнении этой схемы рычаг был заменён внутренним кольцом подшипника качения, расположенным эксцентрично оси механизма. Наружное кольцо подшипника качения было предложено установить в поворотную шайбу которая имеет возможность поворота в корпусе регулируемого провода неравномерного вращения. Такая схема удачно решает поставленную задачу. Простота описанного выше технического решения позволяет рекомендовать его и для многоцилиндровых дизелей. В этом случае до и после этого механизма устанавливается повышающая и понижающая зубчатые передачи.

Остановимся на некоторых особенностях кинематического и прочностного анализа данного механизма.

Схема сил, нагружающих звенья одной из ступеней регулируемого провода неравномерного вращения, приведена на рис. 8.

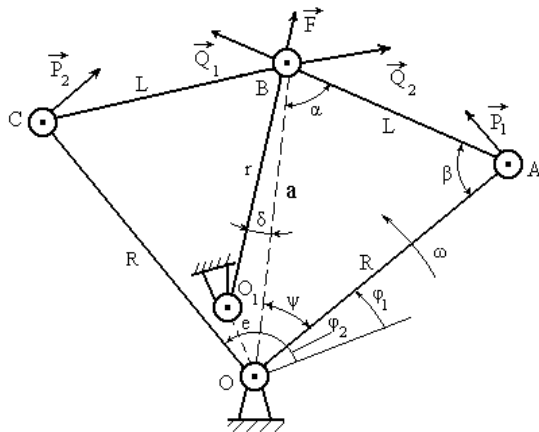


Рисунок 8 – Схема нагружения звеньев в рычажно-эксцентриковом механизме

Обозначим $a = \sqrt{(1 + j_n^{-1})}$. Тогда углы $\alpha, \beta, \delta, \psi, \phi_1, \phi_2$ связанными следующей системой соотношений

$$\sin \alpha = a \cdot \sin \psi;$$

$$\cos \delta = a \cdot \cos \psi;$$

$$\beta = 180^\circ - (\alpha + \psi);$$

$$\phi_2 - \phi_1 = 2\psi = 45^\circ + \arctg(j_n^{-1} \cdot \tg \phi_1) - \phi_1. \quad (14)$$

Мгновенное передаточное отношение j между угловыми скоростями кривошипов OA и OC может быть получено путём дифференцирования равенства (14), также j может быть найдено как функция углов передачи усилия α и δ

$$J = \sin(\alpha + \delta) / \sin(\alpha - \delta). \quad (15)$$

С учётом приведенной схемы и аналитических соотношений движущие силы и реакции в звеньях согласно расчету связаны следующими зависимостями

$$|\vec{Q}_1| = |\vec{P}_1| / \sin \beta, \quad (16)$$

$$|\vec{Q}_2| = |\vec{P}_2| / \sin \beta, \quad (17)$$

$$|\vec{P}_2| = |\vec{P}_1| / j, \quad (18)$$

$$|\vec{F}| = f \cdot |\vec{P}_1|, \quad (19)$$

$$\text{где } f = \frac{\sin 2\alpha}{\sin(\alpha + \psi) \cdot \sin(\alpha + \delta)}.$$

Особенность использования данного механизма состоит в том, что на номинальном режиме работы дизеля, где крутящий момент, передаваемый кулачковому валу топливного насоса, максимальный, общее передаточное отношение (по двум ступеням) равняется 1. При этом соответствующие элементы шарнирно-рычажных цепей движутся синхронно и образуют между собой в каждый фиксированный момент времени одинаковые углы, т.е. $\alpha_1 = \alpha_2$; $\beta_1 = \beta_2$; $\delta_1 = \delta_2$.

В моменты активного хода плунжера угол ϕ_1 поворота ведущего кривошипа первой ступени (и, соответственно, ведомого кривошипа второй ступени) удовлетворяет равенству $\phi_1 \approx 45^\circ$.

С учётом этого равенства по приведенным выше формулам могут быть последовательно получены все интересующие значения углов и реакций $\psi = 22,5^\circ + \arctg(1/j_n)$; $i = 2j_n/(j_n^2 + 1)$ и т.д.

Анализ получаемых при этом результатов показал, что в диапазоне значений $j_n = 1,3 \dots 1,6$, характерном для устройств данного назначения, максимальные значения движущих сил и реакций связаны следующими приближёнными равенствами

$$|\vec{Q}_{1,м}| \approx |\vec{Q}_{2,м}| \approx |\vec{P}_{1,м}|, \quad (20)$$

$$|\vec{F}_м| \approx 0,6 \dots 0,8 |\vec{P}_{1,м}|, \quad (21)$$

где величина $|\vec{P}_{1,м}|$ пропорциональна передаваемому крутящему моменту $M_{кр}$

$$|\vec{P}_{1,м}| = M_{кр} / |OA|. \quad (22)$$

Приведенные соотношения создают основу для прочностного расчёта валов, звеньев, шарниров механизма на стадии его проектирования, который целесообразно произвести с использованием методики [13, 14].

ВЫВОДЫ. Предложен новый, более совершенный по сравнению с известными аналогами, тип управляемого привода топливного насоса высокого давления дизеля, использующий двоянный рычажно-кулачковый или рычажно-эксцентриковый механизм. Разработан алгоритм кинематического расчёта и метод выбора параметров кинематической схемы этих предложенных механизмов исходя из заданных технических требований. Выбрана рациональная схема замыкания высшей пары в рычажно-кулачковом преобразователе неравномерного вращения. Разработаны кинематические схемы и найдены значения параметров, соответствующие сформулированным техническим требованиям, приведен кинематический расчет и основы прочностного расчёта механизма.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патрахальцев Н. Н., Страшнов С. В., Мельник И. С., Корнев Б. А. Изменение числа работающих цилиндров дизеля - вариант повышения экономичности его режимов малых нагрузок. *Автомобильная промышленность*, Москва. 2012. № 2. С. 11–13.
2. Napkhonenko N. V., Karaeva M. R. Multifactorial optimization of the urban passenger transportation system using the genetic algorithm. *SRSTU (NPI) Messenger. Social-Economic Sciences Series*. 2011. No. 4. P. 64–69.
3. Napkhonenko N. V., Karaeva M. R. Optimization of the passenger transportation system taking into account dynamically changing passenger flows. *SRSTU (NPI) Messenger. Social-Economic Sciences Series*. 2013. No. 4. P. 109–112.
4. Moroz M. M., Korol S. O., Boiko Y. O. Social traffic monitoring in the city of Kremenchuk. *Actual Problems of Economics, Aktualni Problemy Ekonomiki*, K. 2016. № 1 (175). С. 385–398.
5. Патрахальцев Н. Н. Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания: Монография. М. РУДН. 2009. 380 с.
6. Горбунов П. В., Эфрос В. В. Улучшение топливоподачи на частичных режимах дизелей внедорожной техники, *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 2007, № 5. С. 30–32.
7. Эфрос В. В., Горбунов П. В. Пути совершенствования топливоподачи в дизелях внедорожной техники, *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2007, № 4. С. 31–34.
8. Korol S. O., Moroz M. M., Korol S. S., Serhiienko S. A. Method and device for increase of weight charging of four-stroke engine cylinders. *«Науковий вісник НГУ»*, Національний гірничий університет, Дніпро, НГУ, 2017. № 5 (161). С. 56–61.
9. Абрамчук Ф. И., Врублевский А. Н., Денисов А. В. Повышение эколого-экономических показателей автомобильного дизеля путем модификации процесса впрыскивания топлива. *Автомобильный транспорт, Сб. научных трудов*, Харьков, ХНАДУ, 2005. Вып. 16. С. 303–305.
10. Грицюк А. В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания, Всеукр. Научн.-техн. журнал*, 2009. № 2. С. 32–35.
11. Врублевский А. Н., Денисов А. В., Григорьев А. Л. и др. Оценка возможности ступенчатого впрыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки. *Двигатели внутреннего сгорания, Всеукр. Научн.-техн. журнал*, 2006. № 2. С. 97–101.
12. Патрахальцев Н. Н., Казаков С. А., Фернандо Кумара П. И. Д. Показатели качества протекания неустановившихся режимов разгонов дизеля после пусков. *Автомобильная промышленность*, 2011. № 3. С. 35–38.
13. V. V. Kukhar, O. V. Vasylevskyi. (2014). Experimental research of distribution of strains and stresses in work-piece at different modes of stretch-forging with rotation in combined dies, *Metallurgical and Mining Industry*, 2014, N 3, pp. 71–78.
14. Volodymyr Kukhar, Victor Artiukh, Andrey Butyrin, Andrii Prysiazhnyi. (2018). Stress-Strain State and Plasticity Reserve Depletion on the Lateral Surface of Workpiece at Various Contact Conditions during Upsetting, *Advances in Intelligent Systems and Computing*, Vol. 692, pp. 201–211.

DRIVE OF A FUEL PUMP SHAFT OF A DIESEL VEHICLE

S.O. Korol, M.M. Moroz, O.O. Bugayov, E.R. Kantemyrova

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: portkor@mail.ua

Purpose. The article aims to develop the drive of the fuel pump of a transport diesel engine to control the uneven rotation of the cam shaft and methods for determining its design parameters. The article considers the actual problem associated with poor-quality operation of vehicle engines with incomplete loading and work at partial speed modes. **Methodology.** Mathematical modeling of the controlled non-uniform rotation of the camshaft of the high-pressure fuel pump has been applied, which allows improving the fuel injection characteristics at partial high-speed diesel operation modes. According to the methodology developed in the article, it is also possible to organize controlled non-uniform rotation of the cam shaft of the high-pressure fuel pump, which allows improving the fuel injection characteristics at partial high-speed diesel operation modes. **Results.** The basic kinematic diagram of the lever-cam mechanism has been developed. The law of change in the gear ratio j between the drive shaft and the shaft of the fuel pump is determined. The graphs of this function are obtained, and the forms of the resulting laws of change in the gear ratio j (φ_{10}) are shown. The developed kinematic calculation of a double lever-cam mechanism is presented. During the operation of such a variant of the device, the maximum working moment corresponding to the maximum fuel pressure force to the plunger is transmitted through the articulated link chains in the form of compressive rather than tensile force. **Practical value.** On the basis of the obtained mathematical model, a block diagram of a drive using lever-cam mechanisms has been

developed. Using the same calculation method, an analysis was made of the features of the problem being solved for a two-cylinder diesel engine, which made it possible to significantly simplify and improve the lever-cam converter circuit, i.e., describe the internal profile of the cam washer with a circle of constant radius and determined the lever-cam mechanism with an eccentric profile when the condition $L = r$ reproduces the Hook joint function.

Key words: diesel, fuel pump, camshaft, engine.

REFERENCES

1. Patrahaltsev, N. N., Strashnov, S. V., Melnik, I. S., Kornev, B. A. (2012), "Changing the number of working diesel cylinders is an option to increase the efficiency of its low-load modes", *Automotive industry*, Iss. 2, pp.11-13.
2. Napkhonenko, N. V., Karaeva, M. R. (2011), "Multifactorial optimization of the urban passenger transportation system using the genetic algorithm", *SRSTU (NPI) Messenger, Social-Economic Sciences Series*, No. 4, pp. 64-69.
3. Napkhonenko, N.V., Karaeva, M.R. (2013), "Optimization of the passenger transportation system taking into account dynamically changing passenger flows", *SRSTU (NPI) Messenger. Social-Economic Sciences Series*, No. 4, pp. 109-112.
4. Moroz, M. M., Korol, S. O., Boiko, Y. O. (2016), "Social traffic monitoring in the city of Kremenchuk", *Actual Problems of Economics*, № 1 (175), pp. 385 – 398.
5. Patrahaltsev, N. N. (2009), "Neustanovivshiesya rezhimy raboty dvigateley vnutrennego sgoraniya: Monografiya" [Unsteady operating modes of internal combustion engines: Monograph], M., RUDN University.
6. Gorbunov, P. V., Efros, V. V. (2007), "Improvement of fuel supply at partial modes of diesel engines of off-road equipment", *Tractors and agricultural machinery*, No. 5, pp. 30 – 32.
7. Efros, V. V., Gorbunov, P. V. (2007), "Ways to improve fuel supply in diesel engines of off-road vehicles", *Tractors and agricultural machinery*, No. 4, pp.31–34.
8. Korol, S. O., Moroz, M. M., Korol, S. S., Serhienko, S.A. (2017), "Method and device for increase of weight charging of four-stroke engine cylinders", *"Science Bulletin of NMU", National Mining University*, № 5 (161), pp. 56 –61.
9. Abramchuk, F. I., Vrublevsky, A. N., Denisov, A.V. (2005), "Improving the environmental and economic indicators of an automobile diesel engine by modifying the fuel injection process", *Automobile transport. Collection of scientific works*, Kharkov: KHNADU, Issue 16, pp. 303 – 305.
10. Gritsyuk, A. V. (2009), "New features of a direct fuel split system for improving the performance of a small diesel engine", *Internal Combustion Engines: Allukr. Scientific and technical magazine*, No. 2, pp. 32–35.
11. Vrublevsky, A. N. (2006), "Assessment of the possibility of stepwise injection of fuel into the cylinder of a 4DTNA diesel engine using a two-spring nozzle", *Internal combustion engines: Allukr. Scientific and technical magazine*, No. 2, pp. 97– 101.
12. Patrahaltsev, N. N., Kazakov, S. A., Fernando, Kumara P. I. D. (2011), "Quality indicators of the flow of unsteady modes of diesel acceleration after starts", *Automobile industry*, No. 3, pp. 35 - 38.
13. Kukhar, V. V., Vasylevskyi, O. V. (2014), "Experimental research of distribution of strains and stresses in work-piece at different modes of stretch-forging with rotation in combined dies", *Metallurgical and Mining Industry*, Vol. 3, pp. 71–78.
14. Kukhar, V., Artiukh, V., Butyrin, A., Prysiazhnyi, A. (2018), "Stress-Strain State and Plasticity Reserve Depletion on the Lateral Surface of Workpiece at Various Contact Conditions during Upsetting", *Advances in Intelligent Systems and Computing*, Vol. 692, pp. 201–211.

Стаття надійшла 02.12.2019.