

ВЫБОР КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПРИВОДА ПЛУНЖЕРА НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОГРАММЫ MATHCAD

Целью статьи является выбор профиля кулачка (при равных конструктивных параметрах) для привода плунжера насоса высокого давления, обеспечивающего максимальную скорость и допустимое ускорение толкателя. Предложена методика выбора профиля кулачка по анализу совмещенных графиков изменения пути, скорости, ускорения толкателя кулачков различного профиля с применением программы MATHCAD. Выполнены расчеты и построены совмещенные графики изменения пути, скорости, ускорения толкателя кулачков с тангенциальным, выпуклым и вогнутым профилем. Сравнительный анализ совмещенных графиков показал, что максимальная скорость толкателя кулачка с вогнутым профилем в 1,5 раза больше, чем для кулачков с тангенциальным или выпуклым профилем. Кулачок с вогнутым профилем рекомендуется для привода плунжеров насоса малооборотных судовых дизелей (до 250 мин⁻¹). Для создания сверхвысоких давлений (более 120 МПа) система подачи топлива должна быть аккумуляторного типа с приводом плунжеров малого диаметра (4–6 мм) от эксцентрикового вала с шайбой специальной формы и электронным управлением форсунок.

Ключевые слова: кулачковые механизмы, профиль кулачков, расчет, программа Mathcad, графики пути, скорости, ускорения, выбор профиля кулачка.

Введение. Вопросам проектирования, исследования и оптимизации кулачковых механизмов посвящен ряд научных исследований, результаты которых отражены в работах отечественных и зарубежных авторов. И. И. Артоболевский рассматривает синтез кулачковых механизмов в основном выпуклого профиля [1].

Анализ кулачков, применяемых в системах питания топливом двигателей внутреннего сгорания, автором не проводился.

В своей научной работе Н. Abderazek приводит сравнительный анализ уже известных на тот момент алгоритмов (последовательность операций, действий) оптимизации конструкции кулачкового механизма, представив в своей научной статье особенности применения «семи последних алгоритмов оптимизации для автоматизации проектирования дискового кулачкового механизма с поступательным роликовым толкателем с учетом четырех законов движения толкателя» [2].

Цель научного исследования Р. Flores заключалась в том, чтобы «представить вычислительный подход для оптимизации проектирования кулачковых механизмов с эксцентриковыми перемещающими роликовыми толкателями» [3]. Автор обращает внимание на то, что целевая функция, используемая в решении поставленной им задачи, «учитывает три основных параметра, которые влияют на конечный размер кулачка, а именно радиус базовой окружности кулачка, радиус ролика и смещение толкателя» [3].

Р. D. V. Prasad (с соавт.) описывает процессы моделирования, проектирования и анализа кулачкового механизма, имеющего минимальный толчок (удар) и индуцированные (создаваемые) контактные напряжения для определенного движения [4]. Авторы статьи на основе результатов кинематического и динамического анализа кулачковых механизмов произвели «изменение профиля кулачка с целью уменьшения толчка, возникающего из-за внезапно-

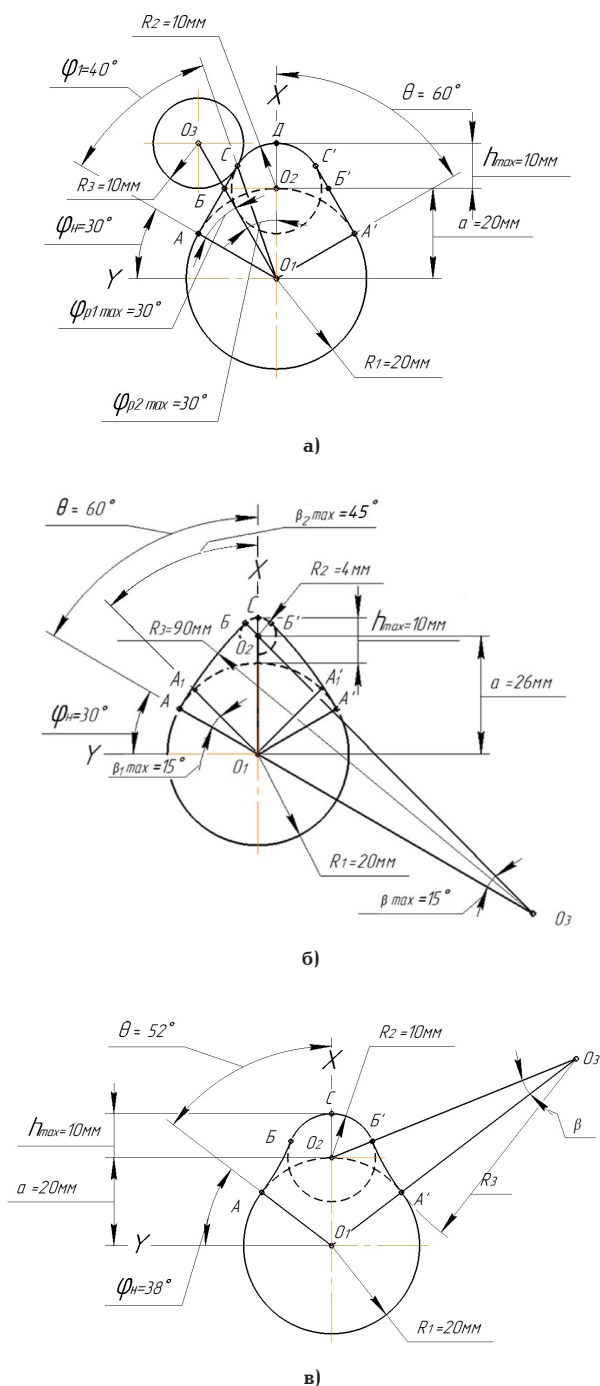


Рис. 1. Кулачки с тангенциальным (а), выпуклым (б) и вогнутым (в) профилем.

Тангенциальный профиль кулачка (рис. 1а) образован при помощи двух прямых, которые касательные к начальной окружности радиусом R_1 и дуге окружности закругления с радиусом R_2

го изменения ускорения», а также дополнили своё исследование определением контактных напряжений, возникающих не только в самом кулачке, но и в толкателе [4].

Коллектив авторов во главе с F. Gao предлагает новый удобный метод проектирования кулачково-пружинного механизма, основанный на анализе его модели с учетом силы трения [5]. Результаты проведенного авторами эксперимента с целью проверки нового метода показали, «что профиль кулачка, созданный методом прямой производной, может точно имитировать желаемые характеристики крутящего момента» [5].

Доктор технических наук, профессор И. В. Леонов отмечает, что «развитие математических моделей машин с кулачковыми механизмами помогает разработке основных рекомендаций для экономии энергии» [6, с. 29]. Для решения этой проблемы автор предлагает сформировать критерии качества механизмов: скорость скольжения в высшей кинематической паре и коэффициент возрастания в ней. Затем с использованием математического моделирования критериев качества кулачкового механизма И. В. Леонов выявляет зависимость необходимых размеров кулачка от угла переключения с разгона на торможение толкателя.

Результаты экспериментального исследования определения оптимальной конструкции исполнительных кулачковых механизмов представлены в работе Ф. Н. Баракаева и Л. Б. Шокирова [7]. Н. Н. Крохмаль приводит методику проектирования профиля кулачка с использованием уравнения огибающей профиля кулачка, выведенного из уравнения геометрической связи кулачка и толкателя в декартовой системе координат [8]. В результате выполненных исследований автором получены «расчетные зависимости для определения координат точек профиля кулачка при произвольном угле наклона тарелки толкателя» [8, с. 53].

1. Расчет и построение совмещенных графиков пути, скорости и ускорения кулачков различного профиля. В работах [9–11] авторами данной статьи был приведен кинематический расчёт кулачковых механизмов тангенциального, выпуклого и вогнутого профилей. Целью данной работы является расчет, построение совмещенных диаграмм пути, скорости, ускорения кулачков тангенциального, выпуклого, вогнутого профилей (при равных конструктивных параметрах) с использованием программы MATHCAD (теоретические сведения и практические советы по проведению инженерных расчётов в MATHCAD представлены в работах [12, 13]). Путем сравнения совмещенных диаграмм предложен выбор оптимального варианта кулачка для привода плунжера насоса высокого давления, обеспечивающего максимальную скорость и допустимое ускорение толкателя.

Предложенная методика позволит установить, в каких именно технических устройствах и механизмах (особенно в насосах высокого давления) рекомендуется использовать кулачки тангенциального, выпуклого и вогнутого профилей.

На рис. 1а, б, в представлены схемы кулачков тангенциального, выпуклого и вогнутого профилей, применяемых для систем подачи топлива с механическим управлением. Значения исходных параметров для построения кулачков выбраны из конструкторских соображений.

Процесс построения кулачков указанных профилей и их расчет подробно представлены в работах [9–11].

Выпуклый профиль кулачка (рис. 1б) образован при помощи начальной окружности радиусом R_1 , окружности закругления с радиусом R_2 и дугой окружности R_3 с нижним расположением ее центра и плавно соединяющей окружности с R_1 и R_2 .

Вогнутый профиль кулачка (рис. 1в) образован при помощи начальной окружности радиусом R_1 , окружности закругления с радиусом R_2 и дугой окружности R_3 с верхним расположением ее центра и плавно соединяющей окружности с R_1 и R_2 .

Используя формулы для определения пути, скорости и ускорения толкателя в кулачках соответ-

Формулы для расчета пути, скорости и ускорения толкателя

| Параметры | Расчетные формулы | |
|------------|---|--|
| Путь (ход) | а) тангенциальный кулачок | |
| | прямолинейный участок $\Delta h_1 = (R_1 + R_3) \cdot \left(\frac{1}{\cos \varphi_{p1}} - 1 \right)$ | участок с закруглением $\Delta h_2 = 2a \cdot \cos(\theta_1 - \varphi_p) - (R_1 + R_3)$ |
| | б) выпуклый кулачок | |
| | выпуклый участок $h_1 = (R_3 - R_1) \cdot (1 - \cos \beta_1)$ | участок с закруглением $h_2 = h_{\max} - a \cdot (1 - \cos \beta_2)$ |
| | в) вогнутый кулачок | |
| | вогнутый участок $\Delta h_1 = (R_1 + R_3) \cdot \left(\cos \varphi_1 - \frac{1}{k} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi_1} \right) - (R_1 + R_p)$ | участок с закруглением $\Delta h_2 = 2a \cdot \cos(\theta_1 - \varphi_2) - (R_1 + R_p)$ |
| Скорость | а) тангенциальный кулачок | |
| | прямолинейный участок $\vartheta_1 = \omega \cdot (R_1 + R_3) \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos^2 \varphi}$ | участок с закруглением $\vartheta_2 = \omega \cdot a \cdot \sin(\theta_1 - \varphi) \times \left[1 + \frac{\lambda \cos(\theta_1 - \varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\theta_1 - \varphi)}} \right]$ |
| | б) выпуклый кулачок | |
| | выпуклый участок $\vartheta_1 = (R_3 - R_1) \cdot \omega_k \cdot \sin \beta_1$ | участок с закруглением $\vartheta_2 = -a \cdot \omega_k \cdot \sin \beta_2$ $\beta_2 = \theta - \varphi, \theta = 60^\circ$ |
| | в) вогнутый кулачок | |
| | вогнутый участок $\vartheta_1 = \omega \cdot (R_1 + R_3) \cdot \left(\frac{k \cdot \sin 2\varphi_1}{2 \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi_1}} - \sin \varphi_1 \right)$ | участок с закруглением $\vartheta_2 = 2\omega \cdot a \cdot \sin(\theta_1 - \varphi_2)$ Или, с учётом уточняющего коэффициента: $\vartheta_2 = 3\omega \cdot a \cdot \sin(\theta_1 - \varphi_2)$ |
| Ускорение | а) тангенциальный кулачок | |
| | прямолинейный участок $j_1 = \omega^2 \cdot (R_1 + R_3) \cdot \frac{2 - \cos^2 \varphi}{\cos^3 \varphi}$ | участок с закруглением $j_2 = -\omega^2 \cdot a \cdot \left(\cos(\theta_1 - \varphi) + \frac{\lambda}{q} \cdot \cos[2(\theta_1 - \varphi)] + \frac{\lambda^3}{4q^3} \cdot \sin^2[2(\theta_1 - \varphi)] \right)$ |
| | б) выпуклый кулачок | |
| | выпуклый участок $j_1 = (R_3 - R_1) \cdot \omega_k^2 \cdot \cos \beta_1$ | участок с закруглением $j_2 = -a \cdot \omega_k^2 \cdot \cos \beta_2$ |
| | в) вогнутый кулачок | |
| | вогнутый участок $j_1 = \omega^2 \cdot (R_1 + R_3) \cdot \left(\frac{k \cdot \cos 2\varphi_1 - k^3 \cdot \sin^4 \varphi_1 - \cos \varphi_1}{(1 - k^2 \sin^2 \varphi_1)^{\frac{3}{2}}} - \cos \varphi_1 \right)$ | участок с закруглением $j_2 = -2\omega^2 \cdot a \cdot \cos(\theta_1 - \varphi_2),$ где $\theta_1 = \theta - \varphi_{1\max}$ |

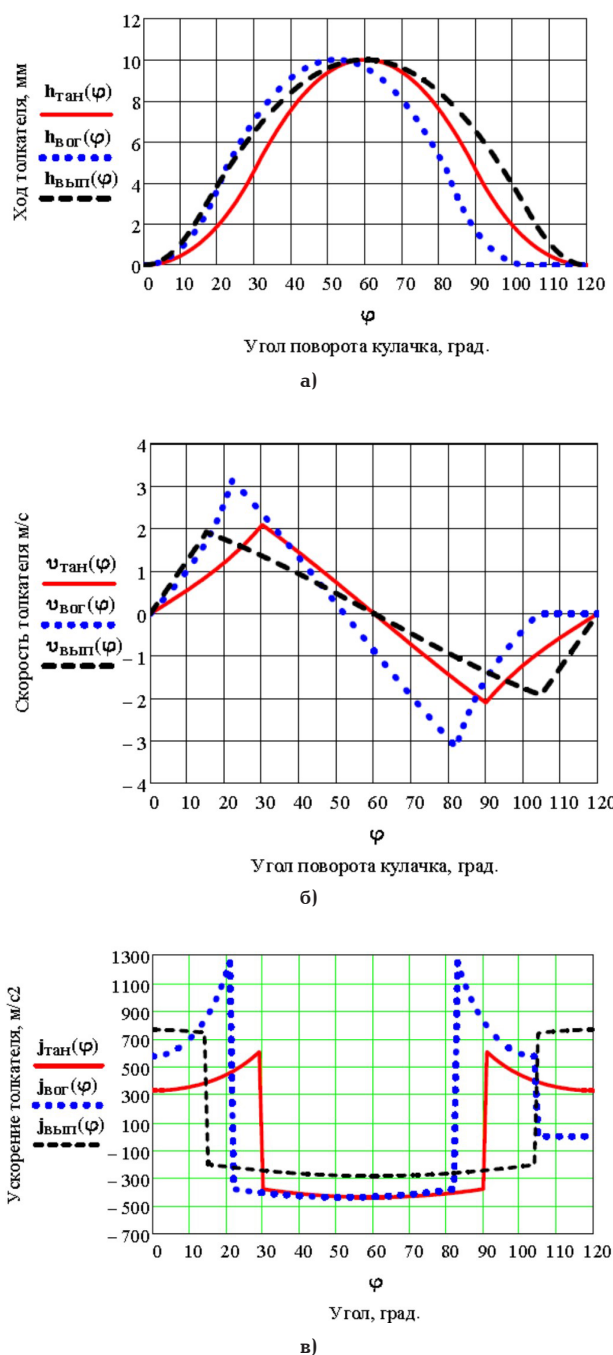


Рис. 2. Диаграммы изменения пути (а), скорости (б) и ускорения (в) толкателя при движении от кулачков тангенциального, вогнутого и выпуклого профилей

ствующего профиля (табл. 1), выполнен кинематический расчёт.

По результатам кинематического расчёта для кулачков тангенциального, выпуклого и вогнутого профилей с использованием программы MATHCAD построены диаграммы пути, скорости и ускорения толкателей (рис. 2). Для более точного сравнения результатов кинематического расчёта кулачков различных профилей, диаграммы совмещены и изображены на рис. 2а, б, в.

При выборе профиля кулачка необходимо учитывать: 1 — кулачок должен обеспечить заданный максимальный ход толкателя; 2 — скорость толкателя в период подачи топлива должна быть максимальной; 3 — ускорение толкателя должно быть допустимым.

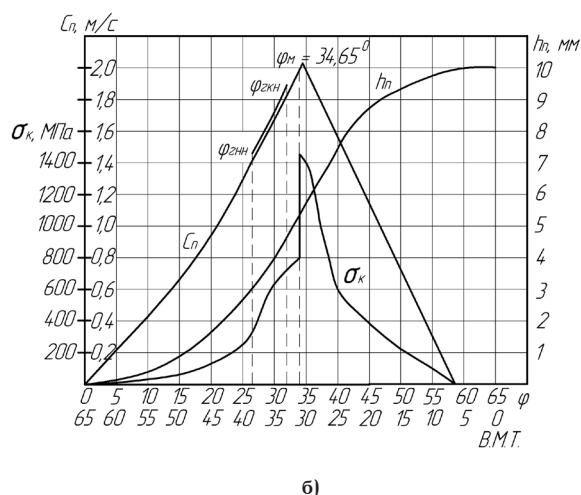
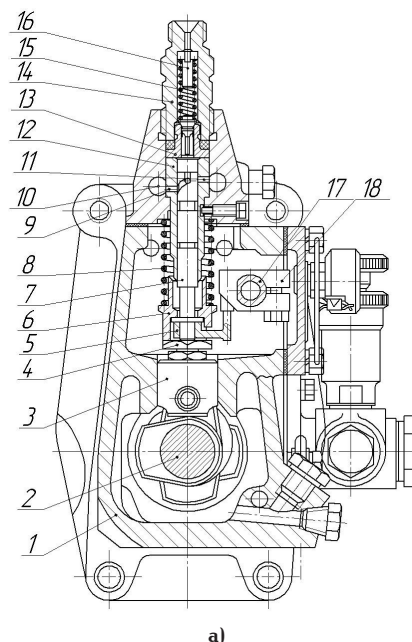


Рис. 3. а) насос 4ТН 9х10Т: 1 — корпус насоса; 2 — кулачковый вал; 3 — толкатель; 4 — винт регулировочный; 5 — поводок плунжера; 6 — тарелка пружины; 7 — плунжер; 8 — возвратная пружина; 9 — отсечное окно; 10 — каналы для подвода топлива; 11 — впускное окно; 12 — втулка; 13 — нагнетательный клапан; 14 — штуцер; 15 — пружина клапана; 16 — вытеснитель; 17 — рейка; 18 — хомут; б) характер изменения перемещения плунжера h_p , скорости плунжера C_p и контактных напряжений σ_k в паре «кулачок-ролик» от угла поворота кулачкового вала φ

2. Анализ диаграмм изменения пути, скорости, ускорения толкателя кулачков с различным профилем. На рис. 2а приведены совмещенные диаграммы изменения пути (хода) толкателя кулачков с тангенциальным, выпуклым и вогнутым профилем. Для начальной окружности вала радиусом, равным 20 мм, и ходе толкателя 10 мм для кулачков с выпуклым и вогнутым профилем, по сравнению с тангенциальным профилем, происходит сдвиг диаграмм до 10° с изменением промежуточного хода толкателя на 2–4 мм. Максимальный ход толкателя для всех трех профилей одинаков и равен 10 мм.

На рис. 2б приведены диаграммы изменения скорости толкателя кулачков с тангенциальным, выпуклым и вогнутым профилем. Наибольшую скорость 3 м/с при частоте вращения вала 1000 мин^{-1}

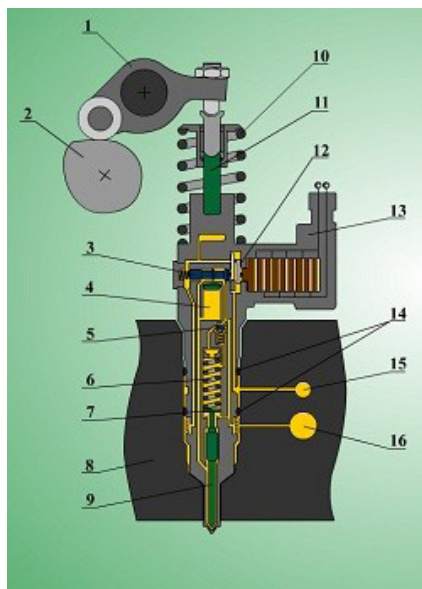


Рис. 4. Насос-форсунка с приводом плунжера от кулачка выпуклого профиля:
 1 — ролик коромысла;
 2 — кулачок выпуклого профиля для привода плунжера;
 3 — игла клапана управления;
 4 — полость высокого давления;
 5 — обратный клапан;
 6 — пружина форсунки;
 7 — запорный поршень;
 8 — головка цилиндра;
 9 — игла распылителя;
 10 — пружина плунжера;
 11 — плунжер;
 12 — рычажный мультипликатор;
 13 — пьезопривод;
 14 — уплотнительные кольца;
 15 — магистраль слива топлива;
 16 — магистраль подвода топлива

имеет толкатель с вогнутым профилем кулачка. Вогнутый профиль кулачка способен создавать высокую скорость роликового толкателя и рекомендуется для насосов малооборотных судовых дизельных двигателей ($80-250 \text{ мин}^{-1}$) с целью интенсификации процесса впрыска и создания давления топлива до 100 МПа.

Равное по величине максимальное значение скорости 2 м/с имеет толкатель при движении от кулачка тангенциального и выпуклого профилей.

На рис. 2в приведены диаграммы изменения ускорения толкателя кулачков с тангенциальным, выпуклым и вогнутым профилем. Наибольшее ускорение 1300 м/с^2 имеет толкатель, приводимый в движение от кулачка вогнутого профиля. Для снижения ускорения и сил инерции при работе топливного насоса с данным кулачком уменьшают массу подвижных деталей или снижают обороты двигателя (до 250 мин^{-1}).

Среднее значение ускорения (800 м/с^2) имеет толкатель при движении от кулачка выпуклого профиля. Наименьшее значение ускорения (700 м/с^2) и сил инерции имеет толкатель при движении от кулачка тангенциального профиля.

Технология изготовления кулачка тангенциального профиля наиболее проста по сравнению с выпуклым и вогнутым профилем.

Рассмотрим применение кулачковых механизмов в насосах высокого давления для возвратно-по-

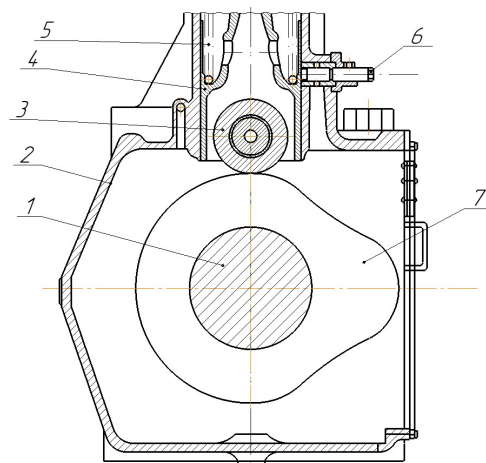


Рис. 5. Привод насоса судового двигателя RTA Зульцер: 1 — кулачковый вал; 2 — корпус насоса; 3 — ролик толкателя; 4 — толкатель плунжера насоса; 5 — пружина возвратная; 6 — механизм выключения насоса; 7 — кулачок вогнутого профиля

ступательного движения плунжера. На рис. 3а и 3б показан разрез насоса 4ТН 9х10Т с тангенциальным профилем кулачка 2, с плунжером 7 (диаметр 9 мм, ход 10 мм) и изменение перемещение плунжера, его скорости и контактных напряжений в паре «кулачок — ролик» [14, 15]. Насос служит для создания высокого давления дизельного топлива (до 80 МПа).

При вращении кулачкового вала 2 роликовый толкатель 3 совершает поступательное движение, поднимает плунжер 7 вверх, сжимает топливо и повышает его давление. Волна давления по трубопроводу поступает к форсунке, которая подает топливо в цилиндр двигателя.

На рис. 3б представлены графики изменения хода плунжера h_n , скорости плунжера C_n (9), контактных напряжений σ_k в паре «кулачок — ролик» (допустимое 1300–1800 МПа) при частоте вращения валика насоса 950 мин^{-1} и цикловой подаче 140 мм^3 [15]. Для увеличения интенсивности впрыскивания топлива необходимо обеспечить подачу топлива в зоне максимальной скорости плунжера. Геометрическое начало подачи топлива ($\varphi_{\text{гнп}}$) начинается за 39° до ВМТ кулачка, а геометрический конец подачи топлива ($\varphi_{\text{гкп}}$) завершается за 31° до ВМТ кулачка. Средняя величина скорости плунжера C_n на участке подачи топлива равна 1,70 м/с.

Кулачки с выпуклым профилем нашли широкое применение в насосах-форсунках двигателей внутреннего сгорания. На рис. 4 показан разрез насоса-форсунки с приводом плунжера от кулачка выпуклого профиля и пьезоэлектрическим управлением хода иглы.

При действии кулачка 2 на ролик коромысло 1 поворачивается и перемещает плунжер 11 с большой скоростью [16]. Сжимаемое плунжером топливо приводит к повышению давления и обеспечивает подачу топлива форсункой. Количество поданного топлива зависит от положения клапана управления 3 и времени подачи сигнала (напряжения) на пьезопривод 13.

Анализ диаграмм скорости толкателя (см. рис. 2б) показал, что при равных конструктивных параметрах кулачков и частоте вращения вала 1000 мин^{-1} максимальная скорость в 1,5 раза больше у вогнутого профиля, чем у выпуклого или тан-

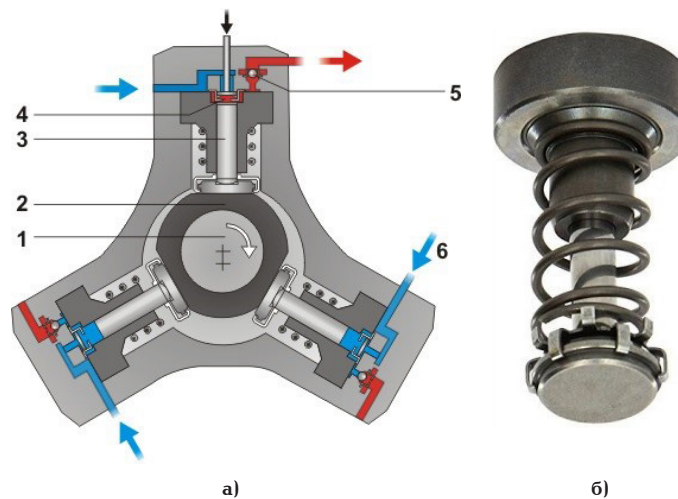


Рис. 6. Разрез насоса высокого давления Common Rail (а)
 1 — вал эксцентриковый; 2 — шайба эксцентрика; 3 — плунжер
 с втулкой; 4 — впускной клапан; 5 — выпускной клапан;
 6 — вход топлива.

Плунжерная пара с пружиной и толкателем в сборе (б)
 (Источник: <https://cf.ppt-online.org/files/slide/x/XBjowALLdW6kJS8zqfDbTO4REi35PmUe1aKZFc/slide-5.jpg>; <https://i.avto.pro/img/mi/16/79/50.jpeg>)

генциального профиля. Для малооборотных судовых дизелей с целью увеличения скорости подъема плунжера и интенсивной подачи топлива применяют кулачки вогнутого профиля с увеличенной крутизной.

На рис. 5 показан привод насоса высокого давления судового двигателя фирмы RTA Зульцер (Швейцария) с вогнутым профилем кулачка [16].

Для двухтактного дизеля Зульцер RTA96С (рис. 5) мощность одного цилиндра равна 5490 кВт, число цилиндров 12, диаметр поршня 96 см, ход поршня 250 см, частота вращения коленчатого вала 100 мин^{-1} . Цикловая подача топлива на режиме номинальной мощности равна 160 см^3 , диаметр плунжера насоса 8 см. Для данной подачи топлива насос и форсунки могут быть только с механическим управлением. При снижении частоты вращения кулачкового вала с 1000 мин^{-1} до 100 мин^{-1} ускорение толкателя насоса уменьшается в несколько раз (см. рис. 2в).

3. Особенности конструкции насоса высокого давления с рабочим давлением более 120 МПа. Надежность и долговечность насосов высокого давления с приводом плунжера от кулачкового вала и с гидромеханическим управлением форсунок ограничивается давлением топлива до 80–100 МПа. Для создания сверхвысоких давлений (более 120 МПа) системы подачи топлива выполняют аккумуляторного типа с электронным управлением и приводом плунжеров малого диаметра (4–6 мм) от эксцентрикового вала с шайбой специальной формы. На рис. 6 показан разрез насоса высокого давления Common Rail (а) с электронным управлением и плунжерная пара в сборе (б) [16].

При вращении эксцентрикового вала 1 все три плунжера поочередно через 120° под действием шайбы эксцентрика 2 совершают поступательные движения на величину эксцентриситета (например, 5 мм). Топливо над плунжером сжимается и под давлением направляется в рампу (аккумулятор). Из рампы топливо под давлением, например, 200 МПа подводится к форсункам, которые подают топливо

в камеру сгорания. В исходное положение плунжеры возвращаются под действием силы сжатой пружины.

Для уменьшения контактных напряжений в паре «эксцентрик — шайба» и «шайба — плунжер» диаметр плунжера выполняют не более 4–6 мм. Так, например, при максимальном давлении топлива над плунжером 200 МПа сила со стороны плунжера диаметром 10 мм будет равна 15700 Н, а 4 мм — 2500 Н.

Выводы

1. Выполнены расчеты с применением программы Mathcad и построены совмещенные графики изменения пути, скорости, ускорения толкателя кулачков с тангенциальным, выпуклым и вогнутым профилем, что позволило путем сравнения диаграмм выбрать оптимальный вариант кулачка для привода плунжера насоса высокого давления, обеспечивающего максимальную скорость и допустимое ускорение толкателя.

2. При равных конструктивных размерах у кулачков с выпуклым и вогнутым профилем, по сравнению с тангенциальным профилем, происходит сдвиг диаграмм до 10° с изменением промежуточного хода толкателя на 2–4 мм. Максимальный ход толкателя для всех трех профилей одинаков и равен 10 мм.

3. Сравнительный анализ совмещенных графиков показал, что максимальная скорость толкателя кулачка с вогнутым профилем в 1,5 раза больше, чем для кулачков с тангенциальным или выпуклым профилем. Кулачок с вогнутым профилем рекомендуется для привода плунжеров насоса малооборотных судовых дизелей (до 250 мин^{-1}).

4. Максимальное значение ускорения (1300 м/с^2 , при 1000 мин^{-1}) определено для толкателя, движение которого осуществляется от кулачка вогнутого профиля, среднее (800 м/с^2) — от выпуклого профиля, а наименьшее (700 м/с^2) — от тангенциального профиля.

5. Для создания сверхвысоких давлений (более 120 МПа) система подачи топлива должна быть аккумуляторного типа с приводом плунжеров малого

диаметра (4–6 мм) от эксцентрикового вала с шайбой специальной формы и электронным управлением форсунок.

Библиографический список

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. Москва: Наука, 1988. 640 с.
2. Abderazek H., Yildiz A. R., Mirjalili S. Comparison of recent optimization algorithms for design optimization of a cam-follower mechanism // Knowledge-Based Systems. 2020. Vol. 191. 105237. DOI: 10.1016/j.knsys.2019. 105237.
3. Flores P. A Computational Approach for Cam Size Optimization of Disc Cam-Follower Mechanisms With Translating Roller Followers // Journal of Mechanisms and Robotics. 2013. Vol. 5 (4). 041010. DOI: 10.1115/1.4025026.
4. Prasad R. D. V., Satyanarayana K., Maheswara Ch. [et al.]. Analysis of Cam and Follower Mechanism to Reduce Jerk and Induced Stresses // Journal of Recent Trends in Mechanics. 2020. Vol. 5, Issue 3. P. 8–17. DOI: 10.46610/JoRTM.2020.v05i03.002.
5. Gao F., Liu Y., Liao W. Cam Profile Generation for Cam-Spring Mechanism With Desired Torque // Journal of Mechanisms and Robotics. 2018. Vol. 10 (4). 041009. DOI: 10.1115/1.4040270.
6. Леонов И. В. Проектирование и анализ кулачковых механизмов с помощью ЭВМ // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 2 (659). С. 29–35.
7. Баракаев Ф. Н., Шокиров Л. Б. Экспериментальное исследование исполнительных кулачковых механизмов // Молодой ученый. 2018. № 24 (210). С. 53–56.
8. Крохмаль Н. Н. Синтез кулачкового механизма с плоским толкателем на основе обобщенной методики синтеза кулачковых механизмов // Вестник ИЖГТУ имени М. Т. Калашникова. 2022. Т. 25, № 1. С. 53–61. DOI: 10.22213/2413-1172-2022-1-53-61.
9. Макушев Ю. П., Полякова Т. А., Волкова Л. Ю. [и др.]. Кинематический расчет и построение графиков высоты подъема и скорости толкателя тангенциальных кулачков с использованием программы MATHCAD // Омский научный вестник. 2021. № 4 (178). С. 5–11. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-178-5-11.
10. Полякова Т. А., Макушев Ю. П., Волкова Л. Ю. [и др.]. Кинематический расчет кулачков выпуклого профиля с использованием программы MATHCAD // Омский научный вестник. 2021. № 5 (179). С. 34–40. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-179-34-40.
11. Рындин В. В., Макушев Ю. П., Полякова Т. А. [и др.]. Расчет кулачков вогнутого профиля в системе MATHCAD // Омский научный вестник. 2022. № 1 (181). С. 25–32. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-181-25-32.
12. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MATHCAD 15. Санкт-Петербург: Питер, 2011. 400 с.
13. Рындин В. В., Волкова Л. Ю. Применение системы MATHCAD при статистическом анализе экспериментальных данных // Наука и техника Казахстана. 2018. № 4. С. 6–17.
14. Системы питания двигателей внутреннего сгорания : методические указания к лабораторным и практическим занятиям по профилю подготовки «Двигатели внутреннего сгорания» / Сост. Ю. П. Макушев. Омск: Изд-во СибАДИ, 2012. 96 с.

15. Макушев Ю. П., Михайлова Л. Ю. Расчетное определение рациональной компоновки привода насоса 6ТНх10Т при работе с повышенными цикловыми подачами // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: материалы Междунар. науч.-техн. конф. Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. С. 229–238.

16. Макушев Ю. П., Жигадо А. П., Волкова Л. Ю. Конструктивные особенности систем подачи топлива современных дизелей. Омск: Изд-во СибАДИ, 2020. 210 с.

ЖИГАДО Александр Петрович, кандидат технических наук, доктор педагогических наук, доцент (Россия), ректор Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ), г. Омск.

SPIN-код: 6598-1490

AuthorID (РИНЦ): 321657

ORCID: 0000-0002-8883-3167

Адрес для переписки: up_zhigadlo@mail.ru.

МАКУШЕВ Юрий Петрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Автомобили и энергетические установки» СибАДИ, г. Омск.

SPIN-код: 4777-2831

AuthorID (РИНЦ): 650763

AuthorID (SCOPUS): 57210975800

Адрес для переписки: makushev321@mail.ru

ПОЛЯКОВА Татьяна Анатольевна, кандидат педагогических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Физика и математика» СибАДИ, г. Омск.

SPIN-код: 4090-8339

AuthorID (РИНЦ): 652910

AuthorID (SCOPUS): 57287283100

ORCID: 0000-0002-9673-1750

Адрес для переписки: ta_polyakova@mail.ru

РЫНДИН Владимир Витальевич, кандидат технических наук, профессор кафедры «Механика и нефтегазовое дело» Павлодарского государственного университета им. С. Торайгырова, г. Павлодар, Республика Казахстан.

SPIN-код: 1687-9720

AuthorID (РИНЦ): 929600

AuthorID (SCOPUS): 7007057327

ORCID: 0000-0002-4248-9516

Адрес для переписки: rvladvit@yandex.kz

Для цитирования

Жигадо А. П., Макушев Ю. П., Полякова Т. А., Рындин В. В. Выбор кулачковых механизмов для привода плунжера насоса высокого давления дизельных двигателей с применением программы MATHCAD // Омский научный вестник. 2022. № 4 (184). С. 18–24. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-184-18-24.

Статья поступила в редакцию 27.07.2022 г.

© А. П. Жигадо, Ю. П. Макушев, Т. А. Полякова, В. В. Рындин