

## ОПТИМАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ БЕЗБАЛАНСИРНОГО ПРИВОДА ШТАНГОВЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ ШЕСТИЗВЕННОГО ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩЕГО ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА III КЛАССА.

*Рахматулина А.Б.<sup>1,3</sup>, Ибраев С.М.<sup>1</sup>, Иманбаева Н.С.<sup>1,2</sup>,  
Сакенова А.М.<sup>1</sup>, Мажен А.Н.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>Институт механики и машиноведения им. акад. У. А. Джолдасбекова, Алматы, Казахстан

<sup>2</sup>Университет Сатпаев, Алматы, Казахстан

<sup>3</sup>Алматинский Технологический Университет, Алматы, Казахстан

**Аннотация.** В работе разработана оптимальная конструкции привода штанговых насосных установок (ПШНУ) на основе прямолинейно-направляющих преобразующих механизмов с использованием современных методов расчета механических систем, поиска оптимальных решений в задачах со многими критериями, и отвечающая современным требованиям.

Механизм привода станка качалки, содержащий основание, кривошипно-шатунную пару соединенный к основному шарнирно четырехзвенному механизму, опору балансира, двуплечий балансир с передним плечом и задним плечом, отличающийся тем, что имеет шатун состоящей из двух треугольных контуров, которая шарнирно-соединена с задним плечом двуплечего балансира и с коромыслом, а передний треугольный контур, который служит передним плечом шатуна соединен с точкой подвеса колонный штанг, причем противовес закреплен на переднем плече двуплечего коромысла.

Технический результат достигается тем, что на основной четырехзвенный механизм присоединяется двухповодковая группа, образуя механизм III класса. Присоединенная двухповодковая группа является ведущим кривошипом, связанное с стойкой и шатуном.

Целью изобретения является разработка оптимальной конструкции безбалансирного привода штанговых насосных установок на основе шестизвенного прямолинейно-направляющего преобразующего механизма III класса. Основная идея заключается в разработке новой малогабаритной конструкции СК на основе безбалансирного привода малой металлоёмкостью.

**Ключевые слова:** механизм, двухповодковая группа, кривошип, шатун, безбалансирный привод, оптимальная конструкция.

### Введение.

В качестве привода для штанговых насосов традиционно используются балансирные станки качалки, имеющие простую изученную схему, и по сравнению с другими приводами экономичную, ремонтно-пригодную конструкцию [1, 2, 3-7, 8, 9,10].

В работах [11, 12] созданы методика, алгоритмы и пакет прикладных программ для кинематического и кинетостатического расчёта и оптимального уравнивания преобразующих механизмов ШНУ с двухплечим балансиром и роторным уравниванием.

Методика и программы использовалась для расчёта станков-качалок ПШН6-2,5-3500 и ПШН 8-3-4500 с максимальными нагрузками в устьевом сальнике 6т и 8т.

Альтернативной возможностью является использование прямолинейно-направляющих механизмов в качестве преобразующего механизма. Так, преимущество СК «с плавающим балансиром» были подтверждены опытом разработки и эксплуатации типа 2СКМ7, созданного на базе станка-качалки СКН70-3012 [2, 11]. В качестве преобразующего механизма здесь использовано лемнискатное

прямо Эванса. Другой пример использования прямолинейно-направляющих механизмов - недавняя разработка «Миннесота» [13], в котором возвратно-поступательное движение подвеса штанги обеспечивается механизмом Робертса. Целью разработки является первоначально устранение массивной и сложной головки («horse head») в типовых установках [6]. Больше того, габаритные размеры в обоих случаях оказались почти в два раза меньше по сравнению с прототипами. Существуют и другие разновидности прямолинейно-направляющих механизмов, которые могли бы быть также эффективно использованы [11, 12, 13, 14, 15]. Но систематическое исследование их применительно к рассматриваемой задаче никогда не проводилось.

В работе [16] изложены общие основы структурного анализа механизмов, особенности кинематического анализа с использованием переменных Лагранжа и динамического анализа на основе энергетической модели механики с выполнением закона сохранения энергии на любых элементах и для механизма в целом для любого интервала времени.

Здесь подробно описаны методики кинематического анализа и синтеза сложных эпициклических зубчатых механизмов, метрического синтеза по заданным условиям рычажных механизмов, их кинематического, силового расчетов и уравнивания [17].

В исследовании [18] рассматриваются пути увеличения ресурса деталей нажимных механизмов. Механизм уравнивания верхнего валка существенно влияет на точность прокатки и условия эксплуатации нажимного устройства.

На основе этих исследований будем решать задачу оптимального динамического уравнивания шестизвенного преобразующего механизма штанговых насосных установок аналитический.

Цель работы является разработка оптимальной конструкции привода штанговых насосных установок (ПШНУ) на основе прямолинейно-направляющих преобразующих механизмов; разработка универсальной программы для оптимального проектирования конструкций станка-качалки (СК) с использо-

ванием современных методов расчета механических систем, поиска оптимальных решений в задачах со многими критериями, и отвечающая современным требованиям.

### Методы исследований

Преобразующий механизм станка качалки, представленный на рисунке 1 представляет собой механизм III класса, который состоит из кривошипа - GF, группы Ассур III класса, состоящий из звеньев (2,3,4,5). Рабочей точкой является точка подвеса колонны штанг точка К.

Целью кинематического анализа является определение траекторий точки К подвеса колонны штанг при равномерно вращении кривошипа GF, а так же в определений скоростей и ускорения этой точки. Считается, что задан закон изменения углового положения кривошипа 1 по закону  $\varphi = \varphi_0 + \omega t$ , где угловая скорость вращения кривошипа. Для анализа положений считается заданным N конечно удаленных угловых положений кривошипа  $\varphi_i$  задаваемого по формуле

$$\varphi_i = 2\pi \frac{i-1}{N-1}, \quad i = 1, \dots, \quad (1)$$

При этих законах изменения угловых положений кривошипа необходимо определить ее угловые положения всех звеньев. Рассмотрим векторный контур OCG (Рисунок 1). Составим уравнение замкнутости векторного контура OCG

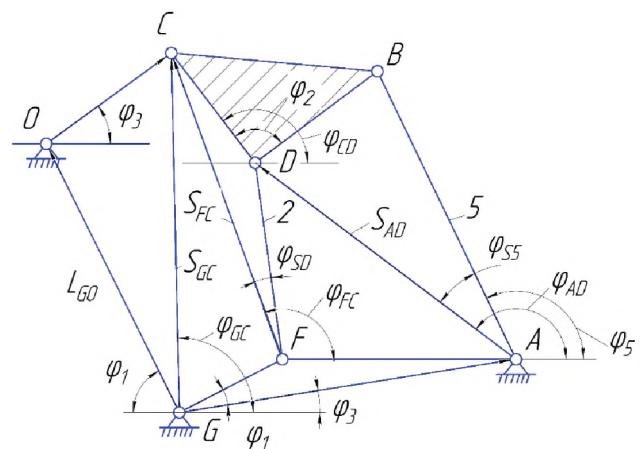


Рисунок 1 – Кинематический анализ шестизвенного шарнирно-рычажного преобразующего механизма

Составим уравнение замкнутости векторного контура OCG

$$l_{GO} + l_3 = s_{GC} \quad (2)$$

Проектируем векторы уравнения (2) на оси координат и имеем

$$-l_{GO} \cos(\pi - \gamma_1) + l_3 \cos \varphi_3 = -s_{GC} \cos(\pi - \varphi_{GC}) \quad (3)$$

$$l_{GO} \sin(\pi - \gamma_1) + l_3 \sin \varphi_3 = s_{GC} \sin(\pi - \varphi_{GC}) \quad (4)$$

Учитывая  $\cos(\pi - \varphi_S) = -\cos \varphi_S$  и  $\sin(\pi - \varphi_S) = \sin \varphi_S$  из уравнений (3) и (4) получаем

$$\begin{cases} -l_{GO} \cdot \cos \gamma_1 + l_3 \cos \varphi_3 = s_{GS} \cos \varphi_{GS} \\ l_{GO} \cdot \sin \gamma_1 + l_3 \sin \varphi_3 = s_{GS} \sin \varphi_{GS} \end{cases}, \quad (5)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varphi_{GC} = \frac{l_{GO} \cdot \sin \gamma_1 + l_3 \sin \varphi_3}{-l_{GO} \cdot \cos \gamma_1 + l_3 \cos \varphi_3} \quad (6)$$

Четверть тригонометрического круга, в которой расположен угол  $\varphi_{GS}$  полностью определится знаком числителя и знаменателя выражения (6). Далее из уравнения (3) определим модуль вектора  $\overline{s_{GC}}$ .

$$s_{GC} = \frac{-l_{GO} \cdot \cos \gamma_1 + l_3 \cos \varphi_3}{\cos \varphi_{GC}}, \quad (7)$$

где углы постоянные  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 = \text{const}$

Далее рассматриваем треугольник GCF (Рисунок 1).

$$\overline{l_1} + \overline{s_{FC}} = \overline{s_{GC}}. \quad (8)$$

Проецируя уравнение (8) на координатные оси, получим следующие уравнения:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 - s_{FC} \cos(\pi - \varphi_{FC}) = -s_{GC} \cos(\pi - \varphi_{GC}) \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 - s_{FC} \sin(\pi - \varphi_{FC}) = -s_{GC} \sin(\pi - \varphi_{GC}) \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + s_{FC} \cos \varphi_{FC} = s_{GC} \cos \varphi_{GC} \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + s_{FC} \sin \varphi_{FC} = s_{GC} \sin \varphi_{GC} \end{cases} \quad (10)$$

Из уравнений (9) и (10) определяем угол

$$\varphi_{FC} = \arctan\left(\frac{s_{GC} \cdot \sin \varphi_{GC} - l_1 \sin \varphi_1}{s_{GC} \cdot \cos \varphi_{GC} - l_1 \cos \varphi_1}\right) \quad (11),$$

так же

$$s_{FC} = \frac{s_{GC} \cdot \cos \varphi_{GC} - l_1 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_{FC}} \quad (12)$$

Далее рассмотрим треугольник  $\Delta FCD$  и из теоремы косинусов получим уравнение для определения угла  $\varphi_{S2}$

$$l_{OD}^2 = s_{FC}^2 + l_2^2 - 2s_{FC} \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_{S2} \quad (13)$$

откуда

$$\cos \varphi_{S2} = \frac{s_{FC}^2 + l_2^2 - l_{CD}^2}{2s_{FC} \cdot l_2} \quad (14)$$

тогда

$$\varphi_2 = \varphi_{FC} - \varphi_{S2} \quad (15)$$

Составляем векторное уравнение замкнутости контура FCD

$$\overline{s_{FC}} + \overline{l_{CD}} = \overline{l_2} \quad (16)$$

Проекция векторного уравнения (16) представляется в следующем виде

$$\begin{cases} -s_{FC} \cdot \cos(\pi - \varphi_{FC}) - l_{CD} \cos(\pi - \varphi_{CD}) = -l_2 \cos(\pi - \varphi_2) \\ s_{FC} \cdot \sin(\pi - \varphi_{FC}) - l_{CD} \sin(\pi - \varphi_{CD}) = l_2 \sin(\pi - \varphi_2) \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} s_{FC} \cdot \cos \varphi_{FC} - l_{CD} \cos \varphi_{CD} = l_2 \cos \varphi_2 \\ s_{FC} \cdot \sin \varphi_{FC} - l_{CD} \sin \varphi_{CD} = l_2 \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (18)$$

Откуда определим угол

$$\varphi_{CD} = \arctan\left(\frac{S_{FC} \sin \varphi_{FC} - l_2 \sin \varphi_2}{S_{FC} \cos \varphi_{FC} - l_2 \cos \varphi_2}\right) \quad (19)$$

тогда изменение угла звена BD

$$\varphi_{BD} = \varphi_{CD} - \gamma_2 \quad (20)$$

Теперь векторное уравнение замкнутости контура GFDA имеет вид

$$\overline{l_{GA}} + \overline{l_1} + \overline{l_2} = \overline{s_{AD}} \quad (20)$$

Для получения выражения определения

угла  $\varphi_{AD}$  проецируем векторное уравнение (20) на декартовы координатные оси

$$\begin{cases} -l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cdot \cos \varphi_1 - l_2 \cos(\pi - \varphi_2) = -s_{AD} \cos(\pi - \varphi_{AD}) \\ -l_{GA} \cdot \sin \gamma_3 + l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \sin(\pi - \varphi_2) = s_{AD} \cos(\pi - \varphi_{AD}) \end{cases} \quad (21)$$

Учитывая

$\cos(\pi - \varphi) = -\cos \varphi$  и  $\sin(\pi - \varphi) = \sin \varphi$  из уравнений (21) получаем

$$\begin{cases} l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = s_{AD} \cos \varphi_{AD} \\ -l_{GA} \cdot \sin \gamma_3 + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = s_{AD} \cos \varphi_{AD} \end{cases} \quad (22)$$

Тогда тангенс угла  $\varphi_{AD}$

$$\operatorname{tg} \varphi_{AD} = \frac{-l_{GA} \cdot \sin \gamma_3 + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2}{-l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2} \quad (23)$$

Далее из уравнения (22) определим модуль вектора  $s_{AD}$ .

$$s_{AD} = \frac{l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2}{\cos \varphi_{AD}} \quad (24)$$

Применяя теорему косинусов к треугольнику  $\Delta ADB$  получим следующее уравнение для определения угла  $\varphi_{S5}$

$$l_{DB}^2 = S_{AD}^2 + l_5^2 - 2S_{AD} \cdot l_5 \cdot \cos \varphi_{S2} \quad (25)$$

Тогда

$$\varphi_{S5} = \arccos\left(\frac{S_{AD}^2 + l_5^2 - l_{DB}^2}{S_{AD} \cdot l_5}\right) \quad (26)$$

Закон изменения угла 5-го звена имеет следующий вид

$$\varphi_5 = \varphi_{AD} - \varphi_{S5} \quad (27)$$

### Основные результаты

После определения угловых положений звеньев преобразующего механизма станка качалки можем определить абсолютные координаты всех точек всех звеньев.

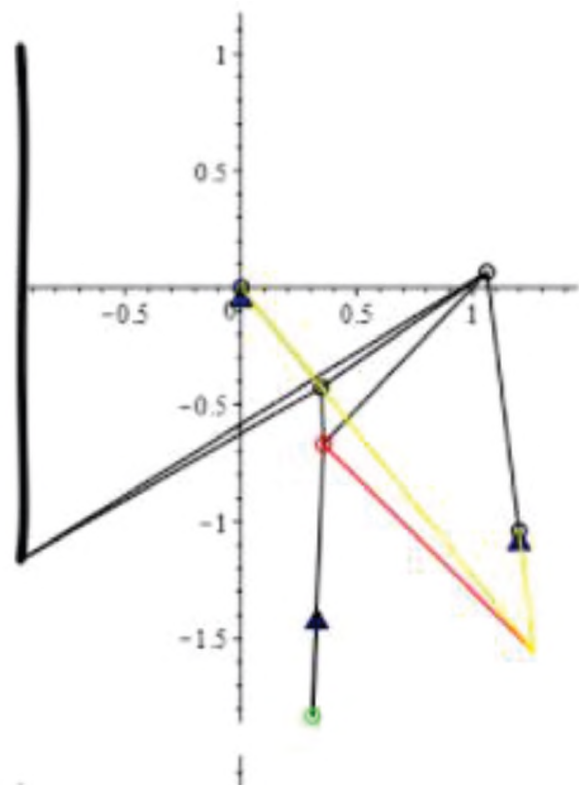


Рисунок 2 - Преобразующего механизма привода ШНУ

Используя найденные абсолютные координаты всех шарниров и рабочей точки К, можно построить анимацию движения преобразующего механизма привода ШНУ (Рисунок 2).

Используя принцип возможных перемещений для достоверности

определяем уравнивающий момент и проводим сравнительный анализ. Для оптимального проектирования проводим многокритериальный динамический синтез и получаем таблицу испытаний.

Таблица 1 – Варьируемые параметры

Варьируемые параметры		
	мин.	макс.
X <sub>G</sub>	0,3	0,7
Y <sub>G</sub>	-1,4	-1
x <sub>E_loc</sub>	0,6	1
y <sub>E_loc</sub>	-0,1	0,3

Таблица 2 – Механизм с лучшим углом передачи

i_LPT	t1	t2	t3	t4	X <sub>G</sub>	Y <sub>G</sub>	x <sub>E_loc</sub>	y <sub>E_loc</sub>
136	0,06641	0,05859	0,99609	0,76172	0,32656	-1,3766	0,99844	0,20469

При многокритериальном синтезе рассматриваемого механизма будем считать заданными следующие данные:

$l_{AB} = 1.115$ ,  $l_{BD} = 2.36$ ,  $l_{OC} = 0.54$  м,  $l_{BC} = 0,86$ ,  $X_{D1} = 2.36$ ,  $Y_{D1} = 0.13$ ,  $l_{CD} = 1.5$  м. Задаем также координаты крепления шарниров к стойке:  $X_G = 0$ ,  $Y_G = 0$ ,  $X_A = 1.2$  м,  $Y_A = -1,0$ .

Здесь варьируемые параметры:

$X_G$ ,  $Y_G$ ,  $X_E^{loc}$ ,  $Y_E^{loc}$  (Таблица 1). Необходимо найти значения, соответствующий наилучшему углу передачи механизма. Используя метод ЛП-поиска, найден механизм с лучшим углом передачи (Таблица 2).

#### Оптимальная конструкция механизма станка качалки

Механизм привода станка качалки, содержащий основание, кривошипно-шатунную пару соединенный к основному шарнирно четырехзвенному механизму, опору балансира, двухплечий балансир с передним плечом и задним плечом, отличающийся тем, что имеет шатун состоящей из двух треугольных контуров, которая шарнирно-соединена с задним плечом двухплечего балансира и с коромыс-

лом, а передний треугольный контур, который служит передним плечом шатуна соединен с точкой подвеса колонный штанг, причем противовес закреплен на переднем плече двухплечего коромысла.

Целью изобретения является разработка оптимальной конструкции безбалансирного привода штанговых насосных установок на основе шестизвенного прямолинейно-направляющего преобразующего механизма III класса

Технический результат достигается тем, что на основной четырехзвенный механизм присоединяется двухповодковая группа, образуя механизм III класса. Присоединенная двухповодковая группа является ведущим кривошипом, связанное с стойкой и шатуном.

На рисунке 3 показана кинематическая схема механизма привода штанговых насосных установок на основе шестизвенного прямолинейно-направляющего преобразующего механизма III класса.

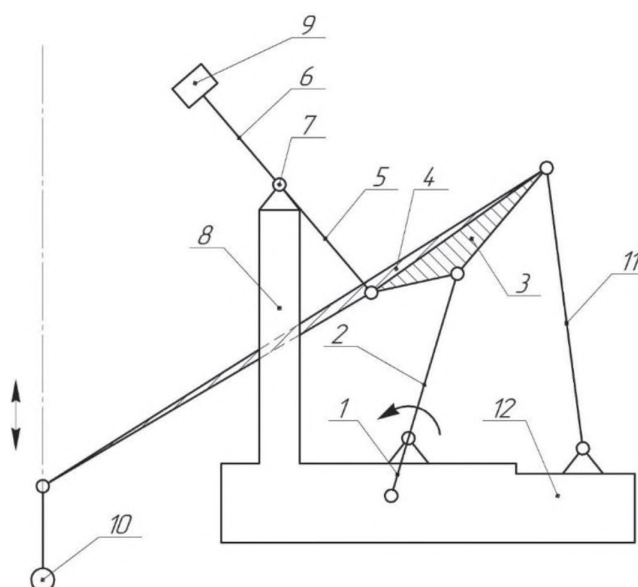


Рисунок 3 - Кинематическая схема механизма привода штанговых насосных установок в нижнем положении

Размеры:  $L_{AB} = 1115$  мм,  $L_{BD} = 2360.35$  мм,  $L_{BD} = 1019.205$  мм,  $L_{BC} = 868.28$  мм,

$L_{CD}=1494.10$  мм,  $L_{BC}=868.28$  мм,  $L_{OC}=548.95$  мм,  $L_{CE}=533.729$  мм,  $L_{EF}=1163.4655$  мм,  $L_{FG}=454.879$  мм.

Механизм привода СК содержит кривошип 1 (Рисунок 8), шатун 2 шарнирно-соединенный с одной стороны к кривошипу 1, а другой стороны к шатуну, который состоит из двух треугольных контуров 3 и 4. Балансир 6 на заднем плече 5 соединен с шатуном 3, средним шарниром 7 соединен к опоре 8, а на переднем плече балансира-6 закреплен противовес 9. Шатун 3 соединен к коромыслу 11, а на переднем плече 4 шатуна 3 закреплена головка 10. Коромысло 11 и кривошип 1– шарнирно соединены со стойкой 12.

Механизм привода СК работает следующим образом. Крутящий момент передается от редуктора (на схеме не показано) к оси кривошипа 1. Вращение кривошипа 1 посред-

ством шатуна 2 передается на шатун 3, а также к заднему плечу 5 двухплечевого балансира 6, при шатун 3 воздействует на коромысло 11, что заставляет совершать заднее 5 и переднее плечо двухплечевого балансира 6, коромысла 11 совершает возвратно-качательное движение по дугам а головка 10 за которую крепятся колонна штанг, находящаяся на переднем плече 4 шатуна 3 совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение.

#### Разработка ПКД и экспериментального образца

Для изготовления экспериментального образца конструкции шестизвенного прямолинейно-направляющего преобразующего механизма привода штанговых насосных установок, в рамках работы была спроектирована геометрическая модель всех конструктивных составных частей механизма в Компас 3D (рисунок 4).

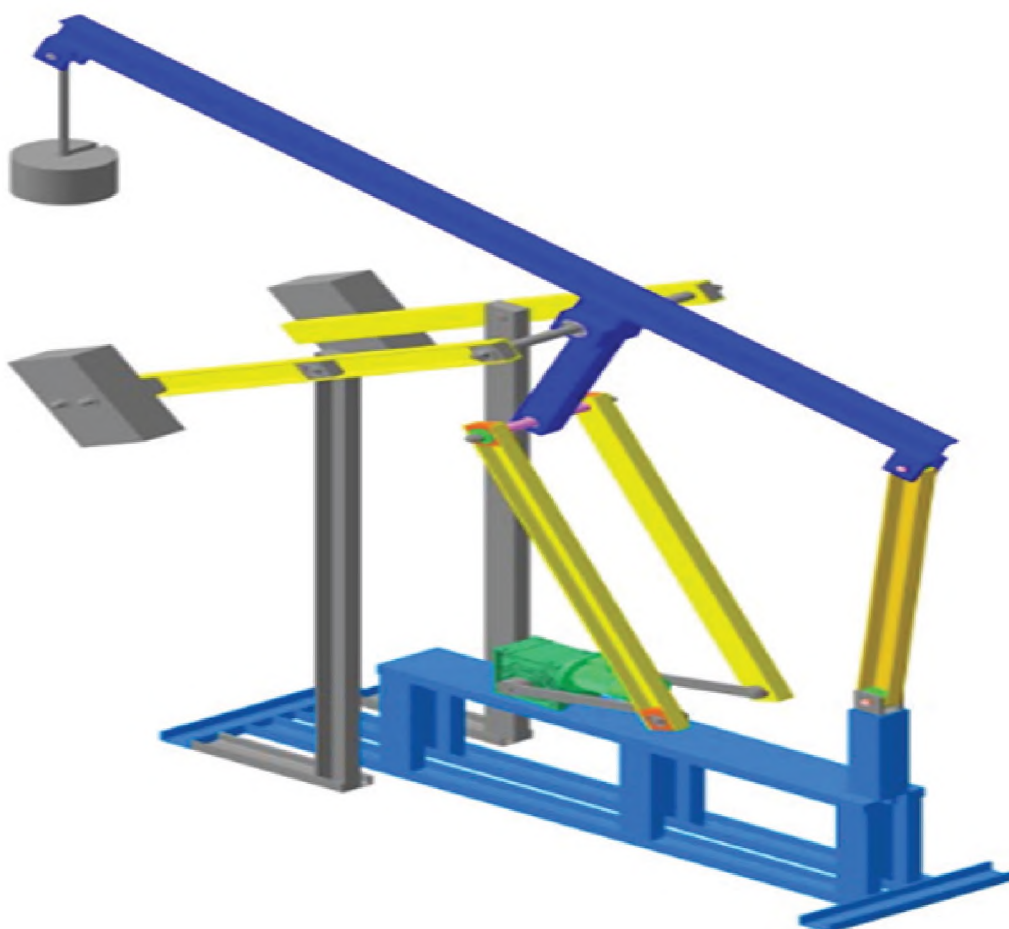


Рисунок 4 – 3Д схема механизма привода штанговых насосных установок в верхнем положении



**Рисунок 5** – Экспериментальный образец шестизвенного прямолинейно-направляющего преобразующего механизма привода

Экспериментальный образец преобразующего механизма привода штанговых насосных установок представлена на рисунке 5.

Проведён синтез преобразующего механизма, разработан ПКД макета и изготовлен экспериментальный образец установки, который полностью подтвердил работоспособность преобразующего механизма.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Результаты проведенных работ показывают, что достигнута поставленная цель исследования. Поскольку детальный кинестатический анализ подтверждает возможность использования, исследованного шестизвенного прямолинейного направляющего механизма в качестве преобразующего механизма привода штанговых насосных установок.

Проведен кинестатический анализ и разработана математическая модель кинестатического анализа шестизвенного преобразующего механизма в среде Maple с целью проверки работоспособности новой конструкции.

Полученные различными способами численные результаты, подтверждают, что результаты достоверные.

Проведён синтез преобразующего механизма, разработан ПКД макета и изготовлен экспериментальный образец, который полностью подтвердил работоспособность преобразующего механизма.

Данное исследование выполнено при финансовой поддержке Комитета науки Министерства науки и высшего образования Республики Казахстан (грант № AP08052127).

**Список литературы**

- 1 Wang, D., Liu H.. Dynamic Modeling and Analysis of Sucker Rod Pumping System in a Directional Well // Mechanism and Machine Science of ASIAN MMS, 2016. – P. 1115-1127
- 2 Reges GD, Schnitman L, Reis R et al. A new approach to diagnosis of sucker rod pump systems by analyzing segments of downhole dynamometer cards.// In: SPE artificial lift conference – Latin America and Caribbean: Society of Petroleum Engineers, Salvador, 2015. – P. 1–13.
- 3 Chen, G.S., Liu, X. Friction Dynamics of Oil-Well Drill Strings and Sucker Rods. – Friction Dynamics, 2016. – P 211-246
- 4 Мезрина Н.М. Алгоритм расчета экономических нормативов для планирования технического обслуживания и ремонта оборудования и рыночной стоимости оборудования// Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. Т.20. № 1. – 2017. – С. 64 - 69.
- 5 Паспорт программы инновационного развития ПАО НК «Роснефть». М., 2016. – 30 с.
- 6 Niladri Kumar Mitra. Principles of Artificial Lift // Allied Publishers, 2012. – 464 p.
- 7 Tan, Ch., Qu, Y., Yan, X., Bangert, P. Predicting the Dynamometer Card of a Rod Pump //Algorithmica Technologies, 2018. – P.1-8
- 8 Guo, B., Liu, X., Tan, X. Petroleum Production Engineering // Houston: Gulf Professional Publishing, 2017. –780 p.
- 9 Ибраев С.М. Динамический синтез и оптимизация привода рычажных механизмов. – Алматы, 2014. – 303 с.
- 10 RU № 2018130381 F 04 B 47/02, 21.05.2019
- 11 Hand A. Cost Cutting's Effect on Oil and Gas Safety // Automation World Journal. – 2018. – P. 52-57.
- 12 KZ 31911 МПК F04B47/02, 15.03.17
- 13 S. Ibrayev, N. Imanbaeva, A. Nurmaganbetova, A. Zhauyt. Computerized modeling of kinematics and kineto-statics of sucker-rod pump power units. // 16th International Scientific Conference: Engineering for Rural Development . – 2017. – P.904-907
- 14 Иманбаева Н.С., Рахматуллина А.Б., Исаметова М.Е., Нурмаганбетова А.Т. Штангалы піспекті қондырғының (ШПҚ) түрлендіруші механизмiнiң, қарсы салмақтың орнын анықтай отырып, теңгерілу режимдерін зеттеу. Вестник КазНУТУ №1, 2017. – С. 328-332
- 15 Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В., Рабинович А.М, и др. Расчёт и конструирование нефтепромыслового оборудования. –М.: Недра, 1987. –422 с.
16. Алюшин Ю. Структурный, кинематический и динамический анализ рычажных механизмов. – Издательский дом МИСиС, 2015. –104 с.
17. Рязанцева И.Л. Прикладная механика схемный анализ и синтез механизмов и машин. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. –184 с.
18. Артюх В.Г., Мельников Б.Е., Чернышева Н.В., Чигарева И.Н., Мазур В.О. Исследование механизма уравновешивания подвижных частей прокатной клетки //Механика упругого тела. – 2020. – С. 54-66

**А.Б.Рахматулина, С.М. Ибраев, Н.С.Иманбаева, А.М.Сакенова, А.Н.Мәжен. АЛТЫ БУЫНДЫ ТҮЗУ СЫЗЫҚТЫ-БАҒЫТТАУШЫ ІІІ КЛАСТЫ ТҮРЛЕНДІРУ МЕХАНИЗМІ НЕГІЗІНДЕГІ ШТАНГАЛЫҚ СОРҒЫ ҚОНДЫРҒЫЛАРЫ ЖЕТЕГІНІҢ ОҒТАЙЛЫ КОНСТРУКЦИЯСЫ.**

**Аңдатпа.** Жұмыста механикалық жүйелерді есептеудің заманауи әдістерін қолдана отырып, көптеген критерийлері бар тапсырмаларда оңтайлы шешімдерді іздеу және заманауи талаптарға жауап беретін Түзу сызықты-бағыттаушы түрлендіргіш механизм негізінде штангалық сорғы қондырғылары жетегінің (ШСҚЖ) оңтайлы құрылымын өзiрлендi.

Негізгі топсалы төрт буынды механизмге қосылған иінді жұптаң теңгерім тірегінең алдыңғы және артқы қолы бар екі иінді теңгергіштен тұратын піспекті қондырғының жетек механизмi, оның байланыстырушы тетігі болуымен сипатталады. екі үшбұрышты контурдан тұратын өзек, ол артқы иінге екі иінді теңестіргішпен және рокерлі ілмекпен біріктірілген және шатунның алдыңғы иіні қызметін атқаратын алдыңғы үшбұрышты контур ілу нүктесіне қосылған. бағанның өзектері, ал қарсы салмақ екі қолды күйінде алдыңғы иініне бекітілген.

Техникалық нәтижеге екі буынды топ негізгі төрт буынды механизмге бекітіліп, ІІІ класты механизмді құрайды. Бекітілген екі жетекті топ тірекке және шатунға қосылған жетекші иінді.

Өнертабыстың мақсаты алты буынды түзу сызықты бағыттаушы ІІІ класты түрлендіру механизмi



негізіндегі сорғыш штангалы сорап қондырғыларының теңгерімсіз жетектерінің оңтайлы конструкциясын әзірлеу болып табылады. Негізгі идея - металл шығыны аз теңгерілмеген жетекке негізделген СК жаңа шағын өлшемді дизайнын жасау.

**Кілт сөздер:** механизм, екі жетекті топ, иінді, шатун, теңгерімсіз жетек, оңтайлы құрылым.

---

**A.B. Rakhmatulina, Sayat Ibrayev, Nurbibi Imanbaeva, A.M. Sakenova, A.N.Mazhen. OPTIMAL DESIGN OF AN UNBALANCED DRIVE OF SUCKER-ROD PUMPING UNITS BASED ON A SIX-LINK RECTILINEARLY GUIDING CLASS III CONVERTING MECHANISM.**

**Abstract.** The paper developed the optimal design of the rod pumping unit (RPU) drive based on rectilinearly guiding converting mechanisms using modern methods for calculating mechanical systems, searching for optimal solutions in tasks with many criteria, and meeting modern requirements.

The drive mechanism of the rocking machine, comprising a base, a crank pair connected to the main articulated four-link mechanism, a balancer support, a two-arm balancer with a front arm and a rear arm, characterized in that it has a connecting rod consisting of two triangular contours, which is pivotally connected to the rear arm a two-arm balancer and with a rocker arm, and the front triangular contour, which serves as the front arm of the connecting rod, is connected to the suspension point of the column rods, and the counterweight is fixed on the front arm of the two-arm rocker.

The technical result is achieved by the fact that a two-link group is attached to the main four-link mechanism, forming a class III mechanism. The attached two-drive group is the leading crank connected to the rack and connecting rod.

The aim of the invention is to develop an optimal design for a balanceless drive of sucker-rod pumping units based on a six-link rectilinearly guiding class III converting mechanism. The main idea is to develop a new small-sized design of the SC based on an unbalanced drive with low metal consumption.

**Key words:** mechanism, two-drive group, crank, connecting rod, unbalanced drive, optimal design.

---

**Сведения об авторах**

**Рахматулина Аяулым Багдатовна**, PhD. e-mail: kazrah@mail.ru

**Ибраев Саят Мұратұлы д.т.н.**, профессор. e-mail: sayat\_m.ibrayev@mail.ru

**Иманбаева Нурбиби Сайрамовна**, к.т.н. ассоц.профессор. e-mail: imanbaevan@mail.ru

**Сакенова Айжан Мураткановна**, докторант. e-mail: sam2810@mail.ru

**Мәжсен Алтынай Нұртілеуқызы**, докторант. e-mail: zolotinka2210@gmail.com