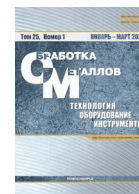




Обработка металлов (технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Синтез механизма привода технологической машины непрерывного действия

Юрий Подгорный^{1, 2, a, *}, Александр Кириллов^{1, 3, b}, Вадим Скиба^{1, c}, Татьяна Мартынова^{1, d},
Дмитрий Лобанов^{4, e}, Никита Мартюшев^{5, f}

¹ Новосибирский государственный технический университет, пр. К. Маркса, 20, г. Новосибирск, 630073, Россия





² Новосибирский технологический институт (филиал) Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство), Красный пр., 35 (ул. Потанинская, 5), г. Новосибирск, 630099, Россия





³ Новосибирский государственный педагогический университет, ул. Виллюйская, 28, г. Новосибирск, 630126, Россия

⁴ Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова, Московский пр-т, 15, г. Чебоксары, Чувашская Республика, 428015, Россия

⁵ Национальный исследовательский Томский политехнический университет, пр. Ленина, 30, г. Томск, 634050, Россия

^a  <https://orcid.org/0000-0002-1664-5351>,  pjui@mail.ru, ^b  <https://orcid.org/0000-0002-8142-2787>,  kirillovalvs@mail.ru,

^c  <https://orcid.org/0000-0002-8242-2295>,  skeeba_vadim@mail.ru, ^d  <https://orcid.org/0000-0002-5811-5519>,  martynova@corp.nstu.ru,

^e  <https://orcid.org/0000-0002-4273-5107>,  lobanovdv@list.ru, ^f  <https://orcid.org/0000-0003-0620-9561>,  martjushev@tpu.ru

ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 621.8, 519.6:539.3

История статьи:

Поступила: 15 декабря 2022

Рецензирование: 14 января 2023

Принята к печати: 25 января 2023

Доступно онлайн: 15 марта 2023

Ключевые слова:

Структурный синтез механизма

Группы Ассура

Параметрический синтез механизма

Кинематическая схема

Кулачково-кулисный механизм

Кинематические параметры

Коэффициент трения

Угол трения

Финансирование:

Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках Тематического плана НИР НГТУ по проекту ТП-ПТМ-1_23.

Благодарности:

Исследования выполнены на оборудовании ЦКП «Структура, механические и физические свойства материалов» (соглашение с Минобрнаукой № 13.ЦКП.21.0034).

АННОТАЦИЯ

Введение. Существующие конструкции перемешивающих устройств работают при постоянной угловой скорости рабочего органа. При осуществлении данного процесса возникают зоны, в которых движение материала может отсутствовать. При этом качество готовой продукции снижается. При совершении рабочим органом движения с переменной угловой скоростью силы инерции при смене их знака способствуют созданию условий, при которых смесь будет терять контакт с лопастью и переходить на новые уровни движения, а это способствует повышению качества и интенсивности процесса перемешивания. **Цель работы.** Повышение качества перерабатываемой смеси на лопастных горизонтальных машинах. **Методы.** Теоретические исследования выполнены с использованием основных положений теории машин и механизмов, структурного и параметрического синтеза, кинематического анализа, математического и компьютерного моделирования. **Результаты и обсуждения.** В соответствии с предложенной методикой был проведен синтез кулачково-кулисного механизма, позволивший подобрать основные размеры для кулачкового механизма: минимальный радиус и межосевое расстояние. Для синтеза кулисной группы были использованы параметры синтезированного кулачкового механизма и, используя основные параметры, для кулисной группы (размер входного звена, угол начального положения второго плеча коромысла и оси кулисы, равный 90°). Получен угол размаха для коромысла, равный 103°. В результате проведенного кинематического расчета установлено, что высотой рабочих валов находится в пределах 80°. Качество смеси можно оценить по углу застойной зоны, который образуется при движении сыпучего материала. В статических условиях он равен 0,846°, а при переменной угловой скорости – 0,550°. Теоретически подтверждено, что инерционные силы, меняющие знак четыре раза за один цикл, обеспечат встряхивание и отскок перемешиваемой массы от лопастей, что, в свою очередь, позволит существенно повысить качество смеси.

Для цитирования: Синтез механизма привода технологической машины непрерывного действия / Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, В.Ю. Скиба, Т.Г. Мартынова, Д.В. Лобанов, Н.В. Мартюшев // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2023. – Т. 25, № 1. – С. 71–84. – DOI: 10.17212/1994-6309-2023-25.1-71-84.

Введение

В работах [1–7] большое внимание уделено процессу перемешивания продукта и отмечено, что сам процесс происходит в стационарных условиях, т. е. при постоянных угловых скоростях перемешивающих устройств, и это является глав-

*Адрес для переписки

Подгорный Юрий Ильич, д.т.н., профессор

Новосибирский государственный технический университет,

пр. К. Маркса, 20,

630073, г. Новосибирск, Россия

Тел.: +7 (383) 346-17-79, e-mail: pjui@mail.ru

ным препятствием получения качественной смеси. Отмечается также, что при работе смесителя через некоторое время скорость движения смеси становится равной скорости рабочего органа смесителя. В результате этого смесь движется послойно: частицы компонентов большей массы перемещаются по орбитам большего радиуса, частицы меньшей массы – по орбитам меньшего радиуса. При этом в смесителях имеются зоны, где движение материала незначительно или вообще отсутствует, в результате качество готовой продукции снижается. При сообщении рабочему органу переменной угловой скорости происходит переход масс продукта из одного слоя в другой, что способствует повышению качества и интенсивности процесса смешивания [8]. Известны различные конструкции приводов для смесителей непрерывного действия [9–11]. Одно из них [9] представляет собой рабочую камеру, выполненную в виде полуцилиндра, внутри которой вдоль ее оси размещен рабочий вал с лопастями. Смесь заполняет камеру равномерно по всей ее ширине. Привод к рабочему валу осуществляется от электродвигателя посредством клиноременной и зубчатой передачи и имеет постоянную скорость вращения. Известна конструкция с двумя рабочими валами [10], которые совершают сложное движение за счет сочетания вращательного и возвратно-поступательного движения. Вращение передается от двигателя на рабочие валы посредством ременной передачи и двухступенчатого редуктора, а возвратно-поступательное движение – через одноступенчатую зубчатую и червячную передачу и эксцентриковый механизм. К недостаткам этих конструкций смесителей можно отнести следующие: во время простоев машины смесь в рабочей камере уплотняется, повторный запуск машины затруднен, а в отдельных случаях и становится невозможным из-за увеличения нагрузок на месильные лопасти при их поступательном движении. Нагрузки становятся настолько большими, что приводят к значительным деформациям лопастей, в связи с чем требуется ремонт рабочих органов. С данной проблемой столкнулись на макаронной фабрике в г. Новосибирске, где в составе автоматической линии эксплуатируется двухвальный смеситель непрерывного действия (тестомесильная машина). Одно из решений данной проблемы предложено в работе [11], согласно которой привод

к рабочим валам включает в себя двигатель, механизм для сообщения рабочим валам вращательного движения и передаточный механизм для сообщения им возвратно-поступательного движения. При этом на валу между червяком и зубчатым колесом одноступенчатой зубчатой передачи установлена предохранительная муфта. Такое исполнение тестомесильной машины позволяет повысить ее производительность за счет сокращения времени простоев, обусловленных отсутствием необходимости выгрузки из рабочей камеры уплотнившейся тестовой массы и ее повторной загрузки.

Повысить качество продукта за счет ликвидации зон непромеса позволит также наличие неравномерного вращения рабочих органов, а следовательно, и продукта [1–8, 12]. Проектирование механизмов, обеспечивающих неравномерное вращение рабочих валов, представляет собой сложную комплексную проблему и зависит от ряда факторов, таких как перерабатываемое сырье, его плотность, форма элементов, взаимодействующих с сырьем. В настоящей работе предлагается в качестве кинематической схемы привода рабочих валов месильной машины использовать кулачково-кулисный механизм, включающий кулачковую группу и группу Ассура второго класса третьего вида [2, 4, 6, 12–18]. При этом следует отметить, что вращательное движение от вала электродвигателя передается на кривошип, несущий двуплечий рычаг, на одном плече которого расположен ролик, размещенный в пазу неподвижно закрепленного кулачка, а на другом сухарь, который находится в пазу кулисы, имеющий ось вращения, совпадающую с осью вращения рабочего вала машины.

Цель работы – повышение качества перерабатываемой смеси на горизонтальных смесителях (месильных машинах).

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи.

1. Разработка методики синтеза привода к рабочим валам машины, включающая:

– структурный синтез и разработку кинематической схемы механизма;

– параметрический синтез, заключающийся в выборе основных размеров кулачкового и кулисного механизмов, обеспечивающих неравномерность движения рабочих валов;

- определение необходимых и достаточных кинематических характеристик рабочих валов машины.

2. Уточнение качественных характеристик смеси.

Методика исследований

Основной задачей для достижения поставленной цели является разработка методики синтеза привода валов машины, которая позволяет спроектировать механизм, осуществляющий повышение качества перерабатываемой смеси. Ниже изложены составляющие, входящие в методику в порядке их решения. Первым представлен структурный синтез механизма, обеспечивающий переменную угловую скорость рабочих валов месильной машины. Синтез проводился в следующей последовательности: в качестве первой группы, осуществляющей переменную скорость рабочих валов машины, принята кулачковая группа с неподвижно закрепленным кулачком 1, роликом 2, двуплечим рычагом 3; в качестве второй – принята кулисная группа, несущая сухарь 4, подвижно закрепленный на втором плече рычага 3 и размещенный в пазу кулисы 5 (рис. 1). В связи с тем что в предлагаемой конструкции кулачок является неподвижным, а ось двуплечего рычага перемещается по окружности, синтез такого механизма представляет определенное затруднение. В этой связи для

синтеза данного механизма предлагается ввести новую модель, полагая, что кулачок является подвижным, а двуплечий рычаг свободно вращается относительно неподвижной оси (рис. 1).

Для проверки существования механизма определим степень его подвижности по формуле Чебышёва [19]. Степень подвижности этого механизма составила $W = 2$, что говорит о правильности выбора структурной схемы (дополнительная степень подвижности появилась за счет вращения ролика вокруг его оси).

Приступая ко второй задаче синтеза, проведем его как параметрический. Полагаем, что для перемещения частиц крошкообразной массы необходимо, чтобы рабочий вал с лопастями мог выстаивать в верхнем положении для создания благоприятных условий при перемещении продукта из верхних слоев вниз. Так как механизм состоит из целого ряда элементов кинематических пар, то выстой необходимо оценивать по последнему звену – кулисе, которая приводит во вращательное движение рабочие валы. Поэтому, принимая за основу ее угол поворота, а также перемещения, скорости и ускорения, можно выбрать тот рациональный вариант, который удовлетворит поставленную цель. Для рассматриваемого случая это означает наличие выстоя, плавность и непрерывность кинематических характеристик рабочего вала машины [20–29].

Выбор схемы механизма обусловлен некоторыми уже известными конструктивными решениями привода, например: конструкцией рабочих валов, расположением передач, положением двигателя и конструкцией несущей системы. В связи с тем что по приводу кулачковый механизм является первым по отношению к кулисной группе, синтез начнем с него. В соответствии с работами [25–39] можно принять перемещения центра ролика по циклоиде с ходом толкателя $H = 25$ мм; длину коромысла $L = 60$ мм; угол циклоиды $\beta = 180^\circ$. Он был принят исходя из предположения, что период переменной угловой скорости месильных валов должен быть равным половине их полного оборота. В качестве искоемых параметров в результате синтеза предлагается определить: минимальный радиус кулачка ρ_{\min} , межосевое расстояние $a = OO_1$; начальный угол ψ_0 .

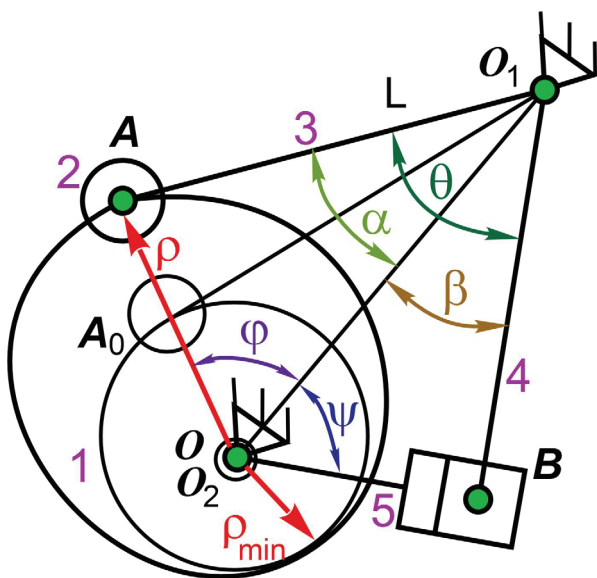


Рис. 1. Общая структурная схема механизма

Fig. 1. General block scheme of the mechanism

Тогда

$$h = \frac{H}{\pi} \left(\frac{\pi\varphi}{\beta} - \frac{1}{2} \sin \left(\frac{2\pi\varphi}{\beta} \right) \right), \quad (1)$$

где h – текущее значение перемещения; H – максимальное значение перемещения; φ – текущее

значение угла поворота кулачка; β – угол профиля кулачка, равный 180° . Более подробно данный вопрос представлен в работе [25].

Дифференцируя полученную функцию перемещений, находим кинематические характеристики центра ролика кулачкового механизма (рис. 2).

$$v(i) := \frac{d}{di} h(i);$$

скорости и ускорения:

$$v(i) := \begin{cases} v(i) \text{ if } 0 \leq i \leq \pi \\ -v(i - \pi) \text{ if } \pi \leq i \leq 2\pi; \\ 0 \text{ otherwise} \end{cases}$$

$$a(i) := \frac{d}{di} v(i);$$

$$a1(i) := \begin{cases} a(i) \text{ if } 0 \leq i \leq \pi \\ -a(i - \pi) \text{ if } \pi \leq i \leq 2\pi. \\ 0 \text{ otherwise} \end{cases}$$

Этот алгоритм синтеза был использован и для дальнейших расчетов, но с изменением некоторых входящих параметров, которые не влияют на программу, но приводят к изменению кинематических характеристик структурных групп. Значения и характер изменения аналогов скоростей показаны на рис. 3.

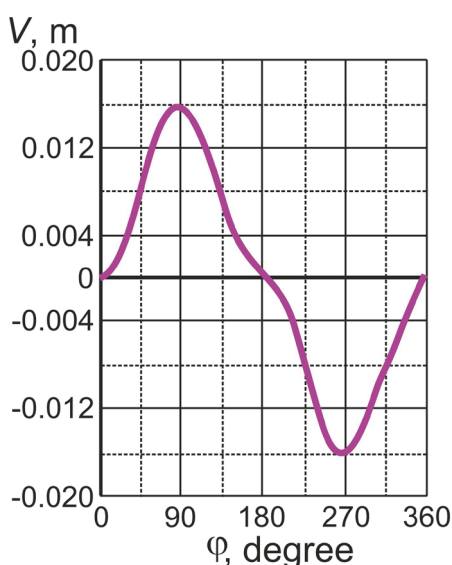


Рис. 3. Аналоги скоростей центра ролика кулачкового механизма

Fig. 3. Cam roller center velocity analogs

Рис. 2. Листинг программы для определения кинематических характеристик кулачкового механизма:

$v(i)$ – аналог скорости центра ролика; $h(i)$ – текущее значение перемещения центра ролика; $a(i)$ – дифференциал от $v(i)$; $a1(i)$ – аналог ускорений; $i = \varphi$ – угол поворота кулачка

Fig. 2. Program listing determining the kinematic characteristics of the cam mechanism:

$v(i)$ – roller center velocity analogue; $h(i)$ – current value of roller center displacement; $a(i)$ – differential of $v(i)$; $a1(i)$ – acceleration analogue; $i = \varphi$ – cam rotation angle

Размер коромысла задан из расчета конструктивных параметров ролика, его оси, а также размеров ступицы. Максимальный угол давления выбран с учетом коэффициента полезного действия всего механизма. Для определения недостающих размеров кулачкового механизма производим разметку положения точки A коромысла 3. Далее на лучах, соединяющих точку O_1 и точку A , откладываем отрезки, равные значениям аналогов скоростей в определенные промежутки углов поворота (рис. 4). Разметку производим как для фазы подъема, так и для фазы опускания. В нашем случае приведено 8 значений, которые определили годограф аналогов скоростей точки A механизма.

Проведя касательные к точкам A под углом $90^\circ - \delta_{\max}$, получили семейство касательных, образующих заштрихованную область на рис. 4, которая и будет определять положение точки оси для кулачка. На рис. 4 приведена точка пересечения касательных только для случая максимальных аналогов скоростей. Тогда расстояние от точки O до начала траектории движения центра ролика будет равно минимальному радиусу кулачка $\rho_{\min} = R = 90$ мм. Получив основные параметры для кулачкового механизма, можно приступить к синтезу кулисной группы. Параме-

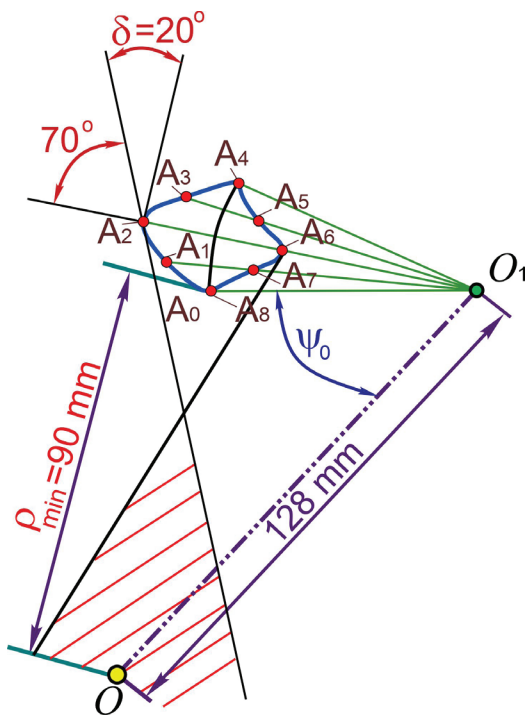


Рис. 4. К определению недостающих параметров кулачкового механизма

Fig. 4. To determine the missing parameters of the cam mechanism

трический синтез группы Ассур второго класса третьего вида предлагается начать с определения входных параметров и условий, которые должны быть при этом поставлены. Кинематические характеристики этой группы зависят от размеров коромысла L , угла его расположения по отношению к плечу коромысла кулачковой группы θ , который необходимо определить из условия, что в момент входа сухаря в паз кулисы угол $O_1BO_2 = 90^\circ$ (см. рис. 1).

Приняв размер плеча, на котором расположен сухарь, равным $L = 60$ мм, определили угол между плечами коромысла θ , для чего необходимо рассмотреть схему механизма, приведенную на рис. 1.

Тогда

$$\alpha = \arccos\left(\frac{a^2 + L^2 - \rho^2}{2LA}\right). \quad (2)$$

Угол

$$\beta = \arccos\left(\frac{L}{a}\right). \quad (3)$$

Суммарный угол, определяемый углом разворота плеч коромысла, определится уравнением:

$$\theta = \alpha + \beta. \quad (4)$$

В результате расчетов суммарный угол составил $\theta = 103^\circ$.

Угол качания кулисы определится следующим образом:

$$OB = \sqrt{a^2 + O_1B^2 - 2aO_1B \cos(\beta)}, \quad (5)$$

и

$$O_1B^2 = a^2 + OB^2 - 2aOB \cos(\psi), \quad (6)$$

$$\psi = \arccos\left(\frac{a^2 + OB^2 - O_1B^2}{2aOB}\right). \quad (7)$$

Таким образом, в результате синтеза механизма были определены основные размеры: межосевое расстояние $a = OO_1 = 128$ мм; угол размаха коромысла $\theta = 103^\circ$; начальный угол, обеспечивающий вход сухаря в кулису $O_1BO_2 = 90^\circ$; начальный угол кулачкового механизма

$$\psi_0 = 47^\circ.$$

Качественные характеристики перемешивания смеси будем определять в соответствии с формулой, приведенной в [40]:

$$\mu = \mu_0 e^{-kV}, \quad (8)$$

где μ – приведенный угол застойной зоны; μ_0 – коэффициент трения смеси о лопасть в статических условиях; e – основание натурального логарифма; k – экспериментальный коэффициент; V – окружная скорость лопасти, которую можно определить согласно уравнению

$$V = 5 \sin(\omega t) L_d, \quad (9)$$

где ω – угловая частота вращения кривошипа; L_d – длина лопасти.

Результаты и их обсуждение

В соответствии с алгоритмом, приведенным на рис. 2, рассчитаны аналоги кинематических характеристик центра ролика для кулачкового механизма (рис. 5).

При синтезе кулачкового механизма было рассмотрено несколько таких вариантов. Анализ показал, что выбранные параметры данного механизма влияют главным образом на амплитудные значения кинематических характеристик,

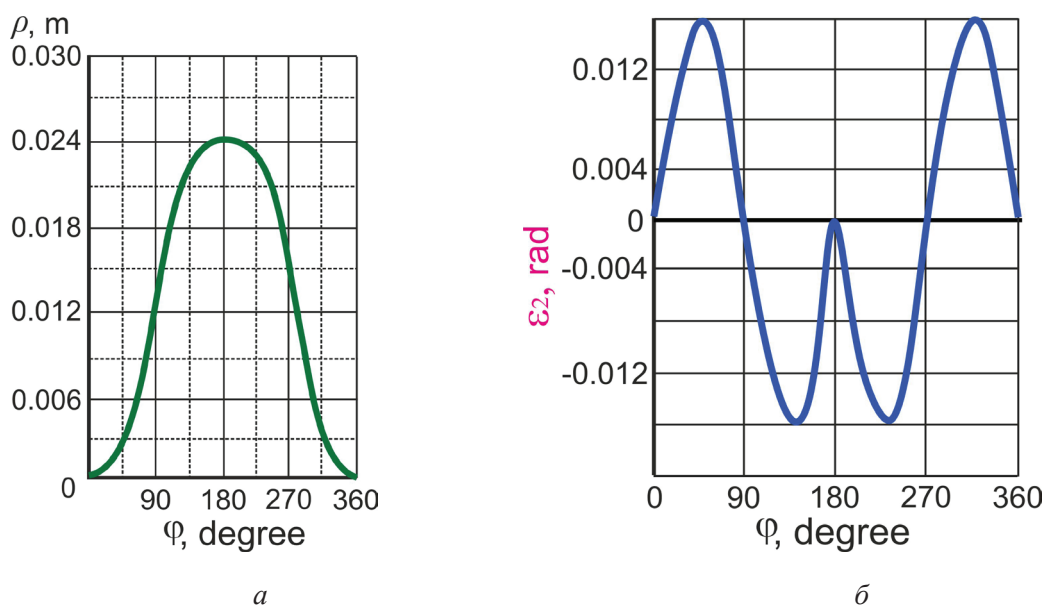


Рис. 5. Кинематические характеристики центра ролика кулачкового механизма:

a – перемещения; b – ускорения

Fig. 5. Kinematic characteristics of the center of the roller for the cam mechanism:

a – displacement; b – acceleration

но при этом они остаются плавными и непрерывными, без скачков. Поэтому принято решение, что дальнейшие исследования проводить на общей приведенной модели механизма, которая позволит дать оценку синтезу кулачково-кулисного механизма в части выбора его размеров и кинематических характеристик.

Предлагаем несколько вариантов синтеза для этого механизма. Для наглядности проанализируем влияние различных параметров на изменения кинематических характеристик выходного звена – кулисы.

Вариант 1. Параметры механизма имеют следующие значения: $a = OO_1 = 0,128$ м; величина минимального радиуса кулачка $\rho_{\min} = 0,09$ м;

плечи $L = O_1A = O_1B = 0,06$ м; угол размаха коромысла $\theta = 103^\circ$. В этом случае изменения теоретических значений радиусов-векторов кулачка показаны на графике (рис. 6).

Характер изменения угла качания для кулисы представлен на рис. 7, аналог угловых ускорений – на рис. 8.

Как видно из графиков, изображенных на рис. 7 и 8, углы качания и ускорения имеют гладкие и непрерывные функции без осцилляций. На рис. 7 и 8 наблюдаются выстои в начале и конце графиков. Суммарная величина их составляет около 80° .

Вариант 2. Проведем изменение одного размера звена механизма. Для этого примем мини-

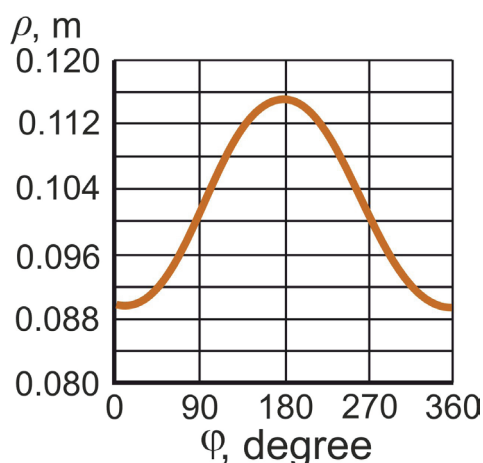


Рис. 6. График изменения численных значений радиусов-векторов при $\rho_{\min} = 90$ мм:

ρ – значения радиусов-векторов кулачка; φ – углы поворота кулачка

Fig. 6. Graph of the change in the numerical values of the radius vectors at $\rho_{\min} = 90$ mm:

ρ – cam radius vector values; φ – cam rotation angles

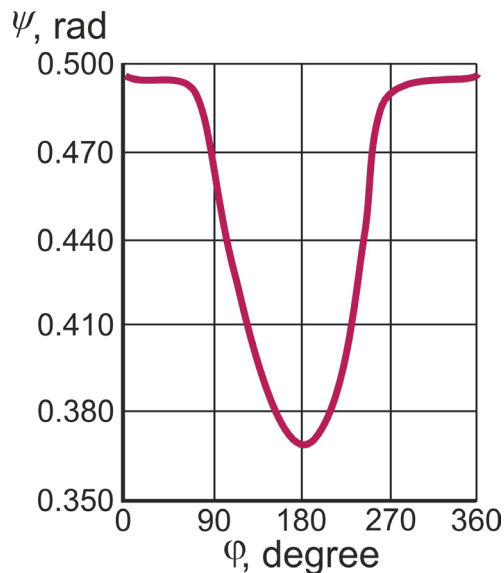


Рис. 7. График угла качания кулисы ψ :
 ϕ – угол поворота кулачка

Fig. 7. Rocker swing angle graph ψ :
 ϕ – cam rotation angle

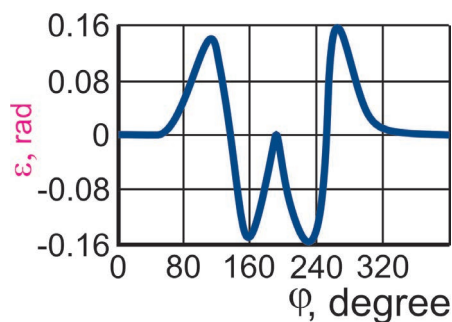


Рис. 8. График угловых ускорений кулисы

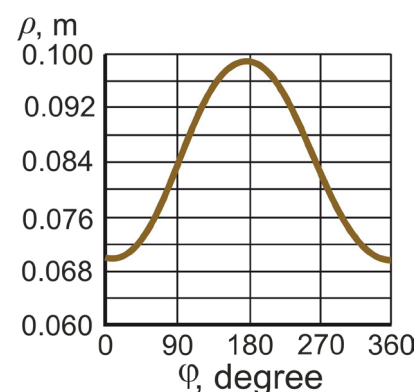
Fig. 8. Graph of rocker angular accelerations

Рис. 9. График изменения численных значений радиусов-векторов при $\rho_{\min} = 70$ мм:

ρ – радиусы-векторы кулачка; ϕ – углы поворота кулачка

Fig. 9. Graph of the change in the numerical values of the radius vectors at $\rho_{\min} = 70$ mm:

ρ – cam radius vector values; ϕ – cam rotation angles



мальный радиус кривизны $\rho_{\min} = 70$ мм. Остальные размеры оставляем такими, как в варианте 1. Проведем кинематический расчет. В этом случае значения кинематических характеристик можно увидеть на графиках: значения радиусов-векторов кулачка показаны на рис. 9, а значения углов качания кулисы и аналоги угловых ускорений – на рис. 10 и 11 соответственно.

Как видно из графиков, представленных на рис. 10 и 11, углы качания и аналоги ускорений имеют гладкие и непрерывные функции без осцилляций. На графиках (рис. 10 и 11) хорошо определяются выстои в начале и в конце этих графиков. Величина выстоя составляет около 80° .

Вариант 3. Проведем изменение одного размера звена механизма: $\rho_{\min} = 50$ мм. Остальные размеры оставляем такими, как в варианте 1. Проведем кинематический расчет. В этом случае значения радиусов-векторов кулачка можно увидеть на графике, показанном на рис. 12. При этом график угла качания кулисы представлен на рис. 13.

Для кулисы закономерность изменения угла качания не отвечает одному из главных критериев синтеза: нет плавности и непрерывности графиков угла качания и выраженного закона изменения угла качания. Начало графика смещено более чем на 100° от начала координат, а заканчивается он примерно на 245° оборота кулачкового вала (рис. 13).

Как видно из приведенного варианта, законы изменения кинематических параметров для кулачково-кулисного механизма не удовлетворяют поставленным задачам синтеза. Было рассмотрено еще несколько вариантов. Результаты теоретических расчетов сведены в таблицу.

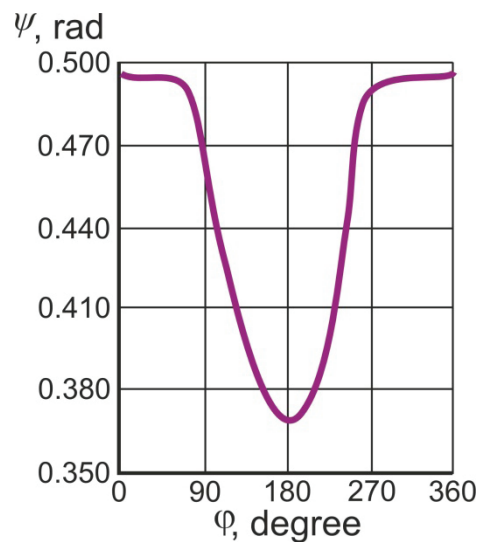


Рис. 10. График изменения угла качания кулисы ψ при $\rho_{\min} = 70$ мм

Fig. 10. Graph of the change in the swing angle of the rocker ψ at $\rho_{\min} = 70$ mm

Рис. 11. График изменения ускорений кулисы при $\rho_{\min} = 70$ мм
Fig. 11. Graph of the change in the accelerations of the rocker at $\rho_{\min} = 70$ mm

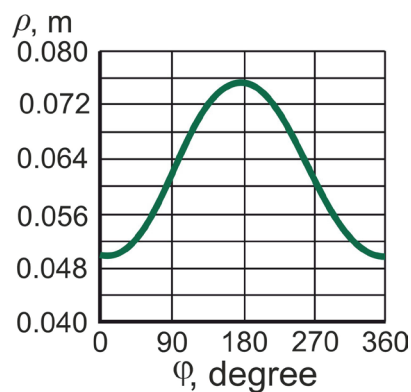
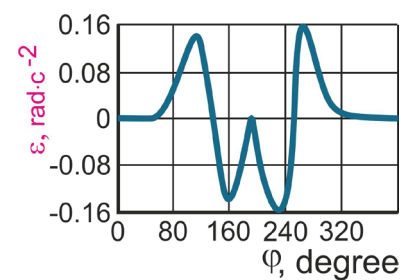
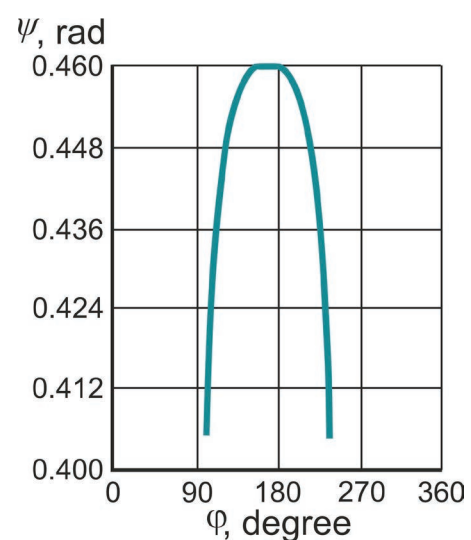


Рис. 12. График изменения численных значений радиусов-векторов при $\rho_{\min} = 50$ мм

Fig. 12. Graph of the change in the numerical values of the radius vectors at $\rho_{\min} = 50$ mm

Рис. 13. График изменения угла качания кулисы ψ при $\rho_{\min} = 50$ мм

Fig. 13. Graph of the change in the rocker swing angle ψ at $\rho_{\min} = 50$ mm



Результаты теоретических расчетов синтеза кулачкового-кулисного механизма
The results of theoretical calculations for the synthesis of the cam-rocker mechanism

№ п/п / No.	H , м / H , m	a , м / a , m	L , м / L , m	ρ_{\min} , м / ρ_{\min} , m	θ , град. / θ , deg.	Аналог углового ускорения ε , с ⁻² / Analogue of the angular acceleration ε , s ⁻²	Аналог угловой скорости ω , с ⁻¹ / Analog of the angular velocity ω , s ⁻¹	Характеристика кривых, град. / Characteristics of curves, deg.
1	0,025	0,128	0,06	0,09	103	-0,160	0,098	Выстой ≈ 80 / Dwell ≈ 80
2	0,025	0,128	0,06	0,07	103	-0,172	0,101	Выстой ≈ 80 / Dwell ≈ 80
3	0,025	0,128	0,06	0,05	103	—	—	Разрывы функций / Discontinuities of function
4	0,025	0,128	0,08	0,09	103	0,046	0,067	Нет выстоя / No dwell
5	0,025	0,128	0,09	0,09	103	0,040	0,060	Нет выстоя / No dwell /
6	0,025	0,130	0,06	0,09	103	0,055	0,040	Нет выстоя / No dwell
7	0,025	0,140	0,06	0,08	103	0,024	0,018	Нет выстоя / No dwell
8	0,025	0,128	0,06	0,09	110	0,040	0,024	Нет выстоя / No dwell
9	0,025	0,128	0,06	0,08	120	0,172	0,10	Выстой ≈ 80 / Dwell ≈ 80
10	0,025	0,128	0,06	0,09	105	0,174	0,12	Выстой ≈ 80 / Dwell ≈ 80

Используя аналитические зависимости (1)–(9) и задавая некоторые численные значения для отдельных параметров механизма привода, рассчитали угол разворота коромысла θ . Кроме того, принимали во внимание плавность и непрерывность графиков кинематических характеристик и наличие выстоя ведомого звена кулачкового-кулисного механизма, имеющего кинематическую связь с рабочим валом машины.

Качество смеси можно оценить в соответствии с выражением (8). Имея численные значения коэффициента трения смеси $\mu_0 = 0,789$ и скорость, определенную согласно (9), получим максимальное значение суммарного угла 0,9, а минимальное – 0,6.

Заклучение

Основной целью, которая была поставлена в работе, является улучшение качества перерабатываемого продукта, которое было получено за

счет разработанного механизма, включающего синтез кулачковой и кулисной групп, обеспечивающих необходимую степень подвижности и размеры звеньев.

Так, для кулачкового механизма рациональные параметры звеньев составляют: межосевое расстояние $a = OO_1 = 128$ мм; угол размаха коромысла $\theta = 103^\circ$; начальный угол $\psi_0 = 47^\circ$ при заданных размерах коромысла $L = 60$ мм, диаметре ролика, равном 60 мм, и использование закона движения центра ролика по циклоиде с углом кривой $\beta = 180^\circ$ и ходом $H = 25$ мм.

Для получения выстоя рабочего вала машины синтез кулисной группы обеспечил угол начального положения сухаря и кулисы, равный $O_1BO_2 = 90^\circ$.

Качество смеси оценивали по углу застойной зоны, который образуется при движении сыпучего материала. В статических условиях он равен 0,846, а при переменной угловой ско-

рости 0,550. Кроме того, инерционные силы, которые в нашем случае будут менять знак четыре раза за один цикл, обеспечат встряхивание и отскок крошкообразной массы от лопастей. Все эти мероприятия позволят повысить качество смеси.

Список литературы

1. Topology and dimension synchronous optimization design of 5-DoF parallel robots for in-situ machining of large-scale steel components / K. Chen, M. Wang, X. Huo, P. Wang, T. Sun // *Mechanism and Machine Theory*. – 2023. – Vol. 179. – P. 105105. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2022.105105.

2. Flores P., Souto A.P., Marques F. The first fifty years of the Mechanism and Machine Theory: Standing back and looking forward // *Mechanism and Machine Theory*. – 2018 – Vol. 125. – P. 8–20. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.11.017.

3. Hsieh J.-F. Design and analysis of indexing cam mechanism with parallel axes // *Mechanism and Machine Theory*. – 2014. – Vol. 81. – P. 155–165. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.07.004.

4. Eckhardt H.D. Kinematic design of machines and mechanisms. – 1st ed. – New York: McGraw-Hill, 1998. – 620 p. – ISBN 0070189536. – ISBN 978-0070189539.

5. Design of compliant mechanisms using continuum topology optimization: a review / B. Zhu, X. Zhang, H. Zhang, J. Liang, H. Zang, H. Li, R. Wang // *Mechanism and Machine Theory*. – 2012. – Vol. 143. – P. 103622. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103622.

6. Erdman A.G., Sandor G.N. Mechanism design: analysis and synthesis. – 4th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2001. – 688 p. – ISBN 0130408727. – ISBN 978-0130408723.

7. Мудров А.Г. Конструкции и модель смещения в аппаратах с мешалкой // *Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета*. – 2018. – № 1 (43). – С. 226–233.

8. Демин О.В. Анализ работы различных видов смесителей сыпучих материалов периодического действия // *Труды ТГТУ: сборник научных статей молодых ученых и студентов*. – Тамбов, 2001. – Вып. 8. – С. 109–114.

9. Авторское свидетельство № 1253560 А1 СССР, МПК А21С 1/06. Тестомесильная машина: № 3770602: заявл. 11.07.1984: опубл. 30.08.1986, Бюл. № 32 / Г.В. Церцвадзе, Н.К. Залдастанишвили, З.С. Нацвлишвили; заявитель Грузинский политехнический институт.

10. Патент № 2455826 С1 Российская Федерация, МПК А21С 1/06. Тестомесильная машина непрерывного действия: № 2011105541/12: заявл. 14.02.2011: опубл. 20.07.2012 / Подгорный Ю.И., Мартыно-

ва Т.Г., Войнова Е.В.; заявитель Новосибирский государственный технический университет.

11. Патент № 2752158 С1 Российская Федерация, МПК А21С 1/06. Тестомесильная машина непрерывного действия: № 2020140014: заявл. 07.12.2020: опубл. 23.07.2021 / Подгорный Ю.И., Кириллов А.В., Скиба В.Ю., Мартынова Т.Г., Огородников В.А.; заявитель Новосибирский государственный технический университет.

12. Perez A., McCarthy J.M. Dimensional synthesis of Bennett linkages // *ASME. Journal of Mechanical Design*. – 2003. – Vol. 125, iss. 1. – P. 98–104. – DOI: 10.1115/1.1539507.

13. Myszka D.H. Machines and mechanisms: applied kinematic analysis. – 4th ed. – Pearson, 2012. – 576 p. – ISBN 0-13-215780-2. – ISBN 978-0-13-215780-3.

14. Rao J.S., Duggipati R.V. Mechanism and machine theory. – 2nd ed. – New Delhi: New Age International, 2008. – 600 p. – ISBN 812240426X. – ISBN 978-8122404265.

15. Youssef H.A., El-Hofy H. Machining technology: machine tools and operations. – Hoboken: Taylor & Francis Group, 2008. – 672 p. – ISBN 9781420043396.

16. Shabana A.A. Dynamic of multibody systems. – 4th ed. – Cambridge: Cambridge University Press, 2013. – 393 p. – ISBN 978-1107042650. – ISBN 1107042658.

17. Advanced theory of mechanisms and machines / M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slousch. – 1st ed. – Berlin; Heidelberg: Springer, 2000. – 396 p. – (Foundations of Engineering Mechanics). – ISBN 978-3-642-53672-4. – eISBN 978-3-540-46516-4. – DOI: 10.1007/978-3-540-46516-4.

18. Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z. Dynamics and control of machines. – 1st ed. – Berlin; Heidelberg: Springer, 2000. – 235 p. – ISBN 978-3-642-53698-4. – eISBN 978-3-540-69634-6. – DOI: 10.1007/978-3-540-69634-6.

19. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с. – ISBN 5-02-013810-X.

20. Hendrickson C.T., Janson B.N. A common network flow formulation for several civil engineering problems // *Civil Engineering Systems*. – 1984. – Vol. 1, iss. 4. – P. 195–203. – DOI: 10.1080/02630258408970343.

21. Battarra M., Mucchi E. Analytical determination of the vane radial loads in balanced vane pumps // *Mechanism and Machine Theory*. – 2020. – Vol. 154. – P. 104037. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104037.

22. Neugebauer R., Denkena B., Wegener K. Mechatronic systems for machine tools // *CIRP Annals*. – 2007. – Vol. 56, iss. 2. – P. 657–686. – DOI: 10.1016/j.cirp.2007.10.007.

23. Novotný P., Jonák M., Vacula J. Evolutionary optimisation of the thrust bearing considering multiple

operating conditions in turbomachinery // International Journal of Mechanical Sciences. – 2021. – Vol. 195. – P. 106240. – DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.106240.

24. A practical approach to motion control for varying inertia systems / T. Kaipio, L. Smelov, C. Morgan, N. Leighton // Progress in system and robot analysis and control design / ed. by S.G. Tzafestas, G. Schmidt. – London: Springer, 1999. – P. 195–204. – (Lecture Notes in Control and Information Sciences; vol. 243). – DOI: 10.1007/BFb0110545.

25. Rothbart H.A. Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill Professional, 2003. – 606 p. – ISBN 0071377573. – ISBN 978-0875841830.

26. Проектирование кулачкового механизма с учетом технологической нагрузки и энергетических затрат / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, П.Ю. Скиба // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2017. – № 2. – С. 17–27. – DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.

27. Синтез закона движения механизма прибора уточных нитей станка СТБ с приводом от кулачков / Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, В.Ю. Иванцовский, Д.В. Лобанов, О.В. Максимчук // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2019. – Т. 21, № 4. – С. 47–58. – DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58.

28. Подгорный Ю.И., Мартынова Т.Г., Скиба В.Ю. К вопросу об ограничении неравномерности движения технологической машины в заданных пределах // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2022. – Т. 24, № 2. – С. 67–77. – DOI: 10.17212/1994-6309-2022-24.2-67-77.

29. Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. – Cham: Springer International, 2015. – 390 p. – (Foundations of Engineering Mechanics). – ISBN 978-3-319-12633-3. – eISBN 978-3-319-12634-0. – DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.

30. Ondrášek J. The synthesis of a hook drive cam mechanism // Procedia Engineering. – 2014. – Vol. 92. – P. 320–329. – DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.129.

31. Mott R.L. Machine elements in mechanical design. – 5th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2013. – 816 p. – ISBN 0135077931. – ISBN 978-0135077931.

32. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series / C. Zhou, B. Hu, S. Chen,

L. Mac // Mechanism and Machine Theory. – 2016. – Vol. 104. – P. 118–129. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.

33. Theoretical analysis of compliance and dynamics quality of a lightly loaded aerostatic journal bearing with elastic orifices / V. Kodnyanko, S. Shatokhin, A. Kurzakov, Y. Pikalov // Precision Engineering. – 2021. – Vol. 68. – P. 72–81. – DOI: 10.1016/j.precisioneng.2020.11.012.

34. Xu L.X., Chen B.K., Li C.Y. Dynamic modeling and contact analysis of bearing-cycloid-pinwheel transmission mechanisms used in joint rotate vector reducers // Mechanism and Machine Theory. – 2019. – Vol. 137. – P. 432–458. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.035.

35. A semi-analytical load distribution model for cycloid drives with tooth profile and longitudinal modifications / T. Zhang, X. Li, Y. Wang, L. Sun // Applied Sciences. – 2020. – Vol. 10, iss. 14. – P. 4859. – DOI: 10.3390/app10144859.

36. Robust design optimization of the vibrating rotor-shaft system subjected to selected dynamic constraints / R. Stocki, T. Szolc, P. Tazowski, J. Knabel // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2012. – Vol. 29. – P. 34–44. – DOI: 10.1016/j.ymssp.2011.07.023.

37. Fomin A., Paramonov M. Synthesis of the four-bar double-constraint mechanisms by the application of the Grubler's method // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 871–877. – DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.034.

38. To the theory of mechanisms subfamilies / A. Fomin, L. Dvornikov, M. Paramonov, A. Jahr // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – Vol. 124. – P. 012055. – DOI: 10.1088/1757-899X/124/1/012055.

39. Algorithm for determining the unbalances of continuous mixers rotors / Yu.I. Podgornyj, T.G. Martynova, V.Yu. Skeebe, D.V. Lobanov, N.V. Martyushev // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 1061. – P. 012071. – DOI: 10.1088/1742-6596/2061/1/012071.

40. Першин В.Ф., Пасько А.А., Демин О.В. Моделирование движения пластины в сыпучем материале // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2002. – Т. 8, № 3. – С. 444–449.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2023 Авторы. Издательство Новосибирского государственного технического университета. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)



Obrabotka metallov - Metal Working and Material Science

Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Synthesis of the drive mechanism of the continuous production machine

Yuriy Podgornyy^{1, 2, a, *}, Alexander Kirillov^{1, 3, b}, Vadim Skeebe^{1, c}, Tatyana Martynova^{1, d},
 Dmitry Lobanov^{4, e}, Nikita Martyshev^{5, f}

¹ Novosibirsk State Technical University, 20 Prospekt K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

² Novosibirsk Technological Institute (branch) A.N. Kosygin Russian State University (Technologies, Design, Art), 35 Krasny prospekt (5 Potaninskayast), Novosibirsk, 630099, Russian Federation

³ Novosibirsk State Pedagogical University, 28 Viluskayast., Novosibirsk, 630126, Russian Federation

⁴ I. N. Ulianov Chuvash State University, 15 Moskovsky Prospekt, Cheboksary, 428015, Russian Federation

⁵ National Research Tomsk Polytechnic University, 30 Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation

^a <https://orcid.org/0000-0002-1664-5351>, pjui@mail.ru, ^b <https://orcid.org/0000-0002-8142-2787>, kirillovalvs@mail.ru,

^c <https://orcid.org/0000-0002-8242-2295>, skeebe_vadim@mail.ru, ^d <https://orcid.org/0000-0002-5811-5519>, martynova@corp.nstu.ru,

^e <https://orcid.org/0000-0002-4273-5107>, lobanovdv@list.ru, ^f <https://orcid.org/0000-0003-0620-9561>, martyshev@tpu.ru

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 15 December 2022

Revised: 14 January 2023

Accepted: 25 January 2023

Available online: 15 March 2023

Keywords:

Type synthesis of a mechanism
 Assur groups
 Parametric synthesis of a mechanism
 Kinematic scheme
 Cam-rocker mechanism
 Kinematic parameters
 Friction ratio
 Friction angle

Funding

This study was supported by a NSTU grant (project No. TP-PTM-1_23).

Acknowledgements

Research were conducted at core facility "Structure, mechanical and physical properties of materials".

ABSTRACT

Introduction. Existing mixing devices operate at a constant angular velocity of the working body. During this process, there are zones in which there may be no movement of material, which leads to a decrease in the quality of the finished product. When the working body moves with a variable angular rate, the inertia forces, when changing its sign, contribute to the creation of conditions under which the mixture will lose contact with the blade and move to new levels of movement, and this helps to improve the quality and intensity of the mixing process. The *purpose of the work* is to improve the quality of the processed mixture on horizontal blade (kneading) machine. **Methods.** Theoretical studies are carried out using the basic provisions of the theory of machines and mechanisms, structural and parametric synthesis, kinematic analysis, mathematical and computer simulation. **Results and discussion.** In accordance with the proposed method, the synthesis of the cam-rocker mechanism is carried out, which made it possible to select the main dimensions for the cam mechanism: the minimum radius and center distance. For the synthesis of the rocker group, the parameters of the synthesized cam mechanism are used and, using the main parameters for the rocker group (the size of the input link, the angle of the second arm initial position and rocker centre line, equal to 90°). The rocker arm span angle is obtained equal to 103°. As a result of the kinematic calculation, it is found that the dwell time of the working shafts is within 80°. The quality of the mixture can be assessed by the angle of the stagnation zone, which is formed during the movement of granular material. Under static conditions, it is equal to 0.846°, and at variable angular rate – 0.550°. It is theoretically confirmed that inertial forces that change sign four times in one cycle will provide shaking and rebound of the mixed mass from the blades, which, in turn, will significantly improve the quality of the mixture.

For citation: Podgornyy Yu.I., Kirillov A.V., Skeebe V.Yu., Martynova T.G., Lobanov D.V., Martyshev N.V. Synthesis of the drive mechanism of the continuous production machine. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty)* = *Metal Working and Material Science*, 2023, vol. 25, no. 1, pp. 71–84. DOI: 10.17212/1994-6309-2023-25.1-71-84. (In Russian).

* Corresponding author

Podgornyy Yuriy I., D.Sc. (Engineering), Professor
 Novosibirsk State Technical University,
 20 Prospekt K. Marksa,
 630073, Novosibirsk, Russian Federation
 Tel: +7 (383) 346-17-79, e-mail: pjui@mail.ru

References

1. Chen K., Wang M., Huo X., Wang P., Sun T. Topology and dimension synchronous optimization design of 5-DoF parallel robots for in-situ machining of large-scale steel components. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, vol. 179, p. 105105. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2022.105105.
2. Flores P., Souto A.P., Marques F. The first fifty years of the Mechanism and Machine Theory: Standing back and looking forward. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, vol. 125, pp. 8–20. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.11.017.
3. Hsieh J.-F. Design and analysis of indexing cam mechanism with parallel axes. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, vol. 81, pp. 155–165. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.07.004.
4. Eckhardt H.D. *Kinematic design of machines and mechanisms*. 1st ed. New York, McGraw-Hill, 1998. 620 p. ISBN 0070189536. ISBN 978-0070189539.
5. Zhu B., Zhang X., Zhang H., Liang J., Zang H., Li H., Wang R. Design of compliant mechanisms using continuum topology optimization: a review. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, vol. 143, p. 103622. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103622.
6. Erdman A.G., Sandor G.N. *Mechanism design: analysis and synthesis*. 4th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2001. 688 p. ISBN 0130408727. ISBN 978-0130408723.
7. Mudrov A.G. Konstruktsii i model' smesheniya v apparatakh s meshalkoi [Design and model mixing in the apparatus with stirrer]. *Izvestiya Kazanskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta = News of the Kazan State University of Architecture and Engineering*, 2018, no. 1, pp. 226–233.
8. Demin O.V. [Analysis of the operation of various types of mixers for bulk materials of periodic action]. *Trudy TGTU: sbornik nauchnykh statei molodykh uchenykh i studentov* [Proceedings of TGTU: Collection of scientific articles of young scientists and students]. Tambov, 2001, iss. 8, pp. 109–114.
9. Tsertsvadze G.V., Zaldastanishvili N.K., Natsvlisvili Z.S. *Testomesil'naya mashina* [Dough mixer]. Inventor's Certificate USSR, no. 1253560, 1986.
10. Podgorniy J.I., Martynova T.G., Vojnova E.V. *Testomesil'naya mashina nepreryvnogo deistviya* [Continuous action dough kneading machine]. Patent RF, no. 2455826, 2012.
11. Podgorniy I.I., Kirillov A.V., Skeebe V.Iu., Martynova T.G., Ogorodnikov V.A. *Testomesil'naya mashina nepreryvnogo deistviya* [Continuous kneading machine]. Patent RF, no. 2752158, 2021.
12. Perez A., McCarthy J.M. Dimensional synthesis of Bennett linkages. *ASME. Journal of Mechanical Design*, 2003, vol. 125, iss. 1, pp. 98–104. DOI: 10.1115/1.1539507.
13. Myszka D.H. *Machines and mechanisms: applied kinematic analysis*. 4th ed. Pearson, 2012. 576 p. ISBN 0-13-215780-2. ISBN 978-0-13-215780-3.
14. Rao J.S., Dukkkipati R.V. *Mechanism and machine theory*. 2nd ed. New Delhi, New Age International, 2008. 600 p. ISBN 812240426X. ISBN 978-8122404265.
15. Youssef H.A., El-Hofy H. *Machining technology: machine tools and operations*. Hoboken, Taylor & Francis Group, 2008. 672 p. ISBN 9781420043396.
16. Shabana A.A. *Dynamic of multibody systems*. 4th ed. Cambridge, Cambridge University Press, 2013. 393 p. ISBN 978-1107042650. ISBN 1107042658.
17. Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. *Advanced theory of mechanisms and machines*. 1st ed. Berlin, Heidelberg, Springer, 2000. 396 p. *Foundations of Engineering Mechanics*. ISBN 978-3-642-53672-4. eISBN 978-3-540-46516-4. DOI: 10.1007/978-3-540-46516-4.
18. Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z. *Dynamics and control of machines*. 1st ed. Berlin, Heidelberg, Springer, 2000. 235 p. ISBN 978-3-642-53698-4. eISBN 978-3-540-69634-6. DOI: 10.1007/978-3-540-69634-6.
19. Artobolevskii I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. 4th ed. Moscow, Nauka Publ., 1988. 640 p. ISBN 5-02-013810-X.
20. Hendrickson C.T., Janson B.N. A common network flow formulation for several civil engineering problems. *Civil Engineering Systems*, 1984, vol. 1, iss. 4, pp. 195–203. DOI: 10.1080/02630258408970343.
21. Battarra M., Mucchi E. Analytical determination of the vane radial loads in balanced vane pumps. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, vol. 154, p. 104037. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104037.
22. Neugebauer R., Denkena B., Wegener K. Mechatronic systems for machine tools. *CIRP Annals*, 2007, vol. 56, iss. 2, pp. 657–686. DOI: 10.1016/j.cirp.2007.10.007.
23. Novotný P., Jonák M., Vacula J. Evolutionary optimisation of the thrust bearing considering multiple operating conditions in turbomachinery. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2021, vol. 195, p. 106240. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.106240.

24. Kaipio T., Smelov L., Morgan C., Leighton N. A practical approach to motion control for varying inertia systems. *Progress in system and robot analysis and control design*. Ed. by S.G. Tzafestas, G. Schmidt. London, Springer, 1999, pp. 195–204. DOI: 10.1007/BFb0110545.
25. Rothbart H.A. *Cam design handbook*. New York, McGraw-Hill Professional, 2003. 606 p. ISBN 0071377573. ISBN 978-0875841830.
26. Podgornyy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Skeebe P.Yu. Proektirovanie kulachkovogo mekhanizma s uchetom tekhnologicheskoi nagruzki i energeticheskikh zatrat [Cam mechanism designing with account of the technological load and energy costs]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2017, no. 2, pp. 17–27. DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.
27. Podgornyy Yu.I., Kirillov A.V., Ivancivsky V.V., Lobanov D.V., Maksimchuk O.V. Sintez zakona dvizheniya mekhanizma priboya utochnykh nitei stanka STB s privodom ot kulachkov [Synthesis of the motion law of filling threads beat-up mechanisms of the STB loom with cam driven]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2019, vol. 21, no. 4, pp. 47–58. DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58.
28. Podgornyy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu. K voprosu ob ogranichenii neravnomernosti dvizheniya tekhnologicheskoi mashiny v zadannykh predelakh [On the issue of limiting the irregular motion of a technological machine within specified limits]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2022, vol. 24, no. 2, pp. 67–77. DOI: 10.17212/1994-6309-2022-24.2-67-77.
29. Vulfson I. *Dynamics of cyclic machines*. Cham, Springer International, 2015. 390 p. *Foundations of Engineering Mechanics*. ISBN 978-3-319-12633-3. eISBN 978-3-319-12634-0. DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.
30. Ondrášek J. The synthesis of a hook drive cam mechanism. *Procedia Engineering*, 2014, vol. 92, pp. 320–329. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.129.
31. Mott R.L. *Machine elements in mechanical design*. 5th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2013. 816 p. ISBN 0135077931. ISBN 978-0135077931.
32. Zhou C., Hu B., Chen S., Mac L. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 104, pp. 118–129. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.
33. Kodnyanko V., Shatokhin S., Kurzakov A., Pikalov Y. Theoretical analysis of compliance and dynamics quality of a lightly loaded aerostatic journal bearing with elastic orifices. *Precision Engineering*, 2021, vol. 68, pp. 72–81. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2020.11.012.
34. Xu L.X., Chen B.K., Li C.Y. Dynamic modelling and contact analysis of bearing-cycloid-pinwheel transmission mechanisms used in joint rotate vector reducers. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, vol. 137, pp. 432–458. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.035.
35. Zhang T., Li X., Wang Y., Sun L. A semi-analytical load distribution model for cycloid drives with tooth profile and longitudinal modifications. *Applied Sciences*, 2020, vol. 10, iss. 14, p. 4859. DOI: 10.3390/app10144859.
36. Stocki R., Szolc T., Tazowski P., Knabel J. Robust design optimization of the vibrating rotor-shaft system subjected to selected dynamic constraints. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012, vol. 29, pp. 34–44. DOI: 10.1016/j.ymssp.2011.07.023.
37. Fomin A., Paramonov M. Synthesis of the four-bar double-constraint mechanisms by the application of the Grubler's method. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 871–877. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.034.
38. Fomin A., Dvornikov L., Paramonov M., Jahr A. To the theory of mechanisms subfamilies. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 124, p. 012055. DOI: 10.1088/1757-899X/124/1/012055.
39. Podgornyy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu., Lobanov D.V., Martyushev N.V. Algorithm for determining the unbalances of continuous mixers rotors. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 1061, p. 012071. DOI: 10.1088/1742-6596/2061/1/012071.
40. Pershin V.F., Pas'ko A.A., Demin O.V. Modelirovanie dvizheniya plastiny v sypuchem materiale [Modeling of plate movement in the granular material]. *Vestnik Tambovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Transactions of the Tambov State Technical University*, 2002, vol. 8, no. 3, pp. 444–449.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2023 The Authors. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).