УДК 622.647

А. Абдукаримов, Г.А. Бахадиров
ИМСС АН РУз, г. Ташкент. Узбекистан
Тел./факс: +8(998 71) 262-71-52; E-mail: instmech@rambler.ru

АНАЛИЗ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ВАЛКОВЫХ МАШИН С ПЕРЕМЕННЫМ МЕЖОСЕВЫМ РАССТОЯНИЕМ РАБОЧИХ ВАЛОВ

В статье анализируется один тип зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма валковых машин с переменным шагом рабочих валов. Формулы для определения кинематических параметров рассматриваемого механизма. Показано влияние изменения передаточного отношения трансмиссионного механизма с переменным межосевым расстоянием рабочих валов. Он также указывает на возможность удаления и полезного использования этого эффекта.
Ключевые слова: *механизм, рычаг-стойка, дифференциальный, роликовые машины, рычаг передач, передаточное отношение.*

Нормальная работа рифленых валов в паре имеет место в том случае, когда рифель одного вала располагается в центре впадины другого, что возможно только при синхронном вращении рабочих рифленых валов не зависимо от изменения их межосевого расстояния [1, 2].

Применяемые в настоящее время в некоторых валковых машинах приводы и передаточные механизмы между рабочими валами, во время изменения их межосевых расстояний, не обеспечивают равенства линейных скоростей поверхностей рабочих валов [3].

Рассмотрим зубчато-рычажный передаточный механизм, предложенный Кузнецовым Г.К. [1].

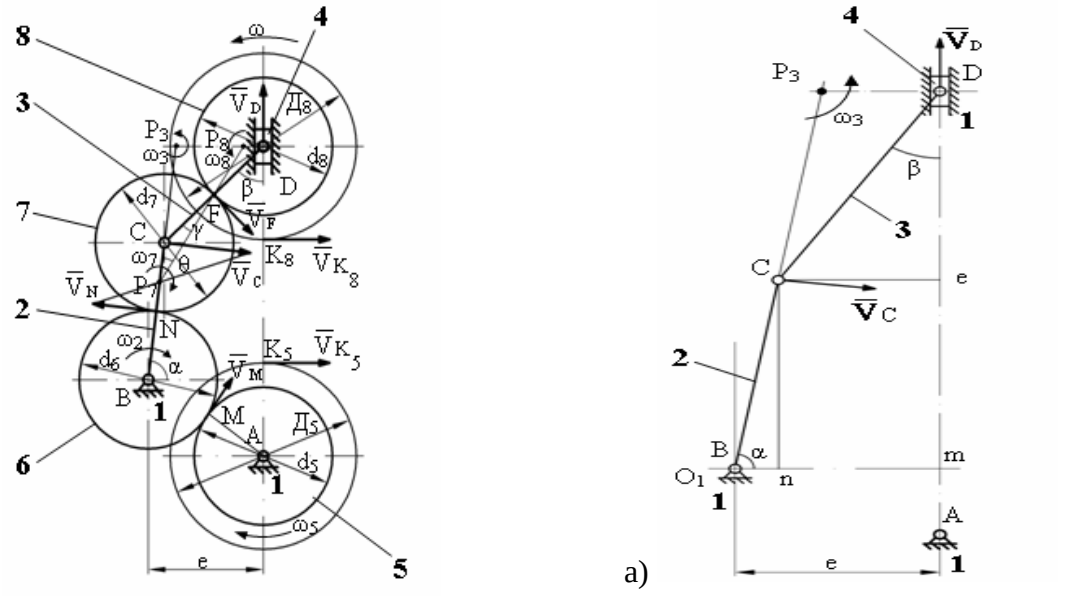

Рис. 1. Кинематическая схема зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма а) кинематическая схема рычажного контура этого механизма

В валковых машинах для обработки луба и кенафа применен зубчато-рычажный механизм, состоящий из четырех последовательно контактирующих зубчатых колес.

Схема механизма с принятыми обозначениями показана на рис. 1.

Пусть $d_5 = d_6 = d_7 = d_8$, $Д_5 = Д_8$. Следовательно, $AB = BC = CD$, где d_5, d_6, d_7, d_8 -делительные диаметры зубчатых колес; BC, CD - длины рычагов 2 и 3.

Из условия задачи нам известна угловая скорость ведущего вала (ω_5) и линейная скорость центра вращения ведомого рабочего вала ($\overline{V}_D$).

Так как центр вращения зубчатого колеса 6 шарнирно закреплен к стойке, то угловая скорость этого колеса равна угловой скорости зубчатого колеса 5 $\omega_6 = \omega_5$.

Рычажный контур механизма состоит из коромыслового-ползунного механизма 12341. В механизме 12341 известны геометрические параметры механизма, положение механизма, а также величина и направления скорости ползуна ($\overline{V}_D$).

Определяем кинематические параметры коромыслового-ползунного механизма аналитическим способом.

Как видно по схеме (рис.1) скорость оси точки C ($\overline{V}_C$) направлена перпендикулярно коромыслу BC. Зная направление скорости 2-х точке (С и Д) шатуна СД, определяем его мгновенный центр скоростей (P_3), для этого проведем из точек С и Д перпендикуляры к векторам скоростей $\overline{V}_C$ и $\overline{V}_D$. Найденная точка является мгновенным центром вращения шатуна 3.

Определяем угловую скорость мгновенного центра вращения шатуна (ω_3)

$$\omega_3 = \frac{V_D}{P_3D}, \tag{1}$$

а скорость точки С определяется по формуле

$$V_C = \omega_3 \cdot P_3C, \tag{2}$$

где P_3D и P_3C определяется из решения ΔCP_3D с применением теоремы синусов

$$P_3D = d\,\frac{\sin\alpha\sin\beta - \cos\alpha\cos\beta}{\sin\alpha}, \tag{3}$$

$$P_3C = d\,\frac{\cos\beta}{\sin\alpha}. \tag{4}$$

С учетом формул (3) и (4) формулы (1) и (2) будут иметь вид

$$\omega_3 = \frac{V_D}{d}\cdot\frac{\sin\alpha}{\sin\alpha\sin\beta - \cos\alpha\cos\beta}, \tag{5}$$

$$V_C = V_D \cdot \frac{\cos\alpha}{\sin\alpha\sin\beta - \cos\alpha\cos\beta}. \tag{6}$$

Обозначаем угол β через угол α, из схемы (рис.1, а) видно $e = O_1n + nm = d\cos\alpha + d\sin\beta$, где $d = DC = CD$. Отсюда

$$\sin\beta = \frac{e - d\cos\alpha}{d}, \tag{7}$$

$$\cos\beta = \sqrt{1-\left(\frac{e-d\cos\alpha}{d}\right)^2}\,. \tag{8}$$

Зная скорость двух точек (C и N) зубчатого колеса 7 ($\overline{V}_C$ и $\overline{V}_N$), определяем его мгновенный центр вращения (P_7), угловая скорость зубчатого колеса 7 (ω_7) определяется из соотношения

$$\omega_7 = \frac{V_C}{P_7C} = \frac{V_N}{P_7N}, \tag{9}$$

с учетом

$$P_7N + P_7C = \frac{d}{2}, \tag{10}$$

$$P_7C = \frac{V_C d}{2(V_C + V_N)}, \tag{11}$$

можно записать

$$\omega_7 = \frac{2(V_C + V_N)}{d}. \tag{12}$$

Линейная скорость точки F (V_F) определяется формулой

$$V_F = \omega_7 \cdot P_7F\,. \tag{13}$$

где P_7F найдем из решения треугольника P_7CF с учетом $\angle P_7CF = 270-(\alpha+\beta)$, $CF = \frac{d}{2}$ и используя теорему косинусов

$$P_7F = \sqrt{(P_7C)^2 + (CF)^2 - 2P_7C\cdot CF\cdot\cos[270-(\alpha+\beta)]}\,. \tag{14}$$

При учете формулы (11) формула (14) будет иметь вид

$$P_7F = \frac{d}{2}\sqrt{\frac{V_C^2}{(V_C+V_N)^2} + 1 + 2\frac{V_C}{V_C+V_N}\sin(\alpha+\beta)}\,. \tag{15}$$

Зная скорость двух точек зубчатого колеса 8, определяем его мгновенный центр вращения P_8 и его угловую скорость (ω_8)

$$\omega_8 = \frac{V_F}{FP_8}\,. \tag{16}$$

Из ΔFP_8D определяем

$$P_8F = \frac{d\cos\beta}{2Cos(\beta-\gamma)}, \tag{17}$$

где

$$\gamma = \arcsin\frac{CD_7\sin[270-(\alpha+\beta)]}{P_7F}. \tag{18}$$

Передаточные отношения механизма передачи и определяется

$$u = \frac{\omega_5}{\omega_8} = \frac{\omega_5\cdot P_3D\cdot P_7C\cdot P_8F}{V_D\cdot P_3C\cdot P_7F}, \tag{19}$$

где P_3C, P_7F, P_3D, P_7C, P_8F определяются из формул (4), (15), (3), (11), (17) с учетом формул (5), (6), (7), (2) (8), (9), (12), (13), (16), (18).

Анализ выше указанных формул показывает, что передаточное отношение (u) механизма, при изменении межосевого расстояния (т.е. при наличии $\overline{V}_D$), меняется. Величина изменения зависит от геометрических параметров и положения механизма.

В зависимости от направления движения верхнего вала передаточное отношение может быть больше или меньше передаточного отношения, получаемого при постоянном межосевом расстоянии валков. Например, если при постоянном межосевом расстоянии $u = I$, то, в зависимости от направления $\overline{V}_D$, u может быть > I или < I.

На рис. 2 приведены схемы возможных направлений движений обрабатываемого листового материала ($V_м$) и свободного рабочего вала ($\overline{V}_D$) во время выполнения технологического процесса для определения знака дополнительной угловой скорости $\Delta\omega_8$.

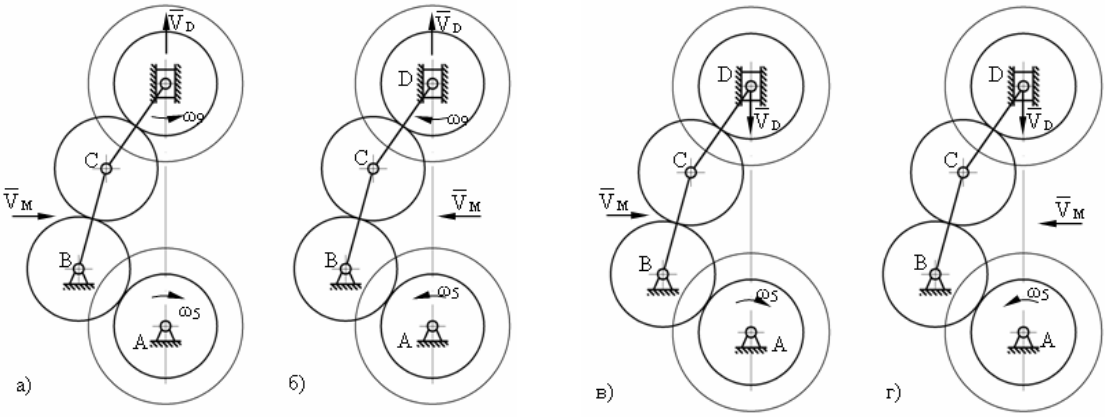

Рис. 2. Схемы возможных направлений движения обрабатываемого листового материала ($V_м$) и свободного рабочего вала ($\overline{V}_D$) во время выполнения технологического процесса

На рис. 2. а) случай, движения верхнего вала направленного вверх, а заправка обрабатываемого материала производится со стороны паразитных зубчатых колес, то угловая скорость верхнего вала будет больше угловой скорости ведущего вала, то есть $\omega_8 > \omega_5$, так как знак дополнительной угловой скорости будет плюс $(+\Delta\omega_8)$.

Рис. 2. б) тот же самый случай, только заправка обрабатываемого материала производится со стороны противоположной паразитным зубчатым колесам, и угловая скорость ведомого вала будет меньше угловой скорости ведущего вала, то есть $\omega_8 < \omega_5$, так как знак дополнительной угловой скорости будет минус $(-\Delta\omega_8)$.

Рис. 2. в) случай, движения верхнего вала направленного к ведущему валу, то есть межосевое расстояние валковых машин уменьшается, а заправка обрабатываемого материала производится со стороны паразитных колес и угловая скорость ведущего вала больше угловой скорости ведомого вала $\omega_8 < \omega_5$, так как знак дополнительной угловой скорости будет плюс $(+\Delta\omega_8)$.

Рис. 2. г) случай, тот же, что на 2.12 в), но заправка обрабатываемого материала производится с противоположной на паразитные шестерни стороны. В этом случае угловая скорость ведомого вала больше, чем угловая скорость ведущего вала $\omega_8 > \omega_5$, так как знак дополнительной угловой скорости будет минус $(-\Delta\omega_8)$.

Поскольку при наличии $\overline{V}_D$ всё время $\omega_8 \neq \omega_5$, следовательно, $\overline{V}к_B \neq \overline{V}к_5$.

Также следует отметить, при аналитическом исследовании кинематики зубчато-рычажного механизма выведенные формулы для определения кинематических параметров дают возможность делать выводы о свойствах механизма. Но для расчета они являются слишком громоздкими. Например, формула (19), на это указал и Левитский Н.И.: "Непосредственный поиск сочетания параметров кинематической схемы зубчато-рычажного механизма по выбранным критериям оптимизации дает в этом случае объем вычислений, превышающий возможности даже наиболее совершенных современных электронных вычислительных машин" [4].

Для того чтобы выяснить вопрос только о передаточном отношении, что оно с изменением межосевого расстояния рабочих валов меняется или нет, целесообразно рассмотреть планетарный зубчато-рычажный механизм, который получен в основе зубчато-рычажного дифференциального механизма. Такой планетарный зубчато-рычажный механизм, как показано раньше, получается при остановке ведущего колеса зубчато-рычажного дифференциального механизма.

Рассмотрим кинематику этого механизма методом мгновенных центров вращения. На рис. 3 а) показана схема планетарного зубчато-рычажного передаточного механизма, степень свободы этого механизма равно единице.

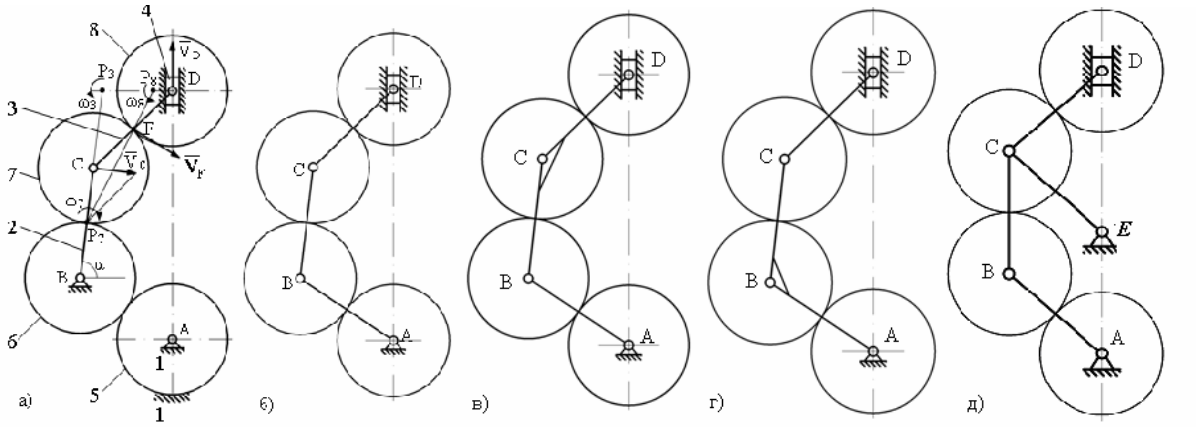

Рис. 3. К анализу зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма

Из схемы (рис. 3 а)) видно, что угловая скорость ведущего колеса 5 равна нулю ($\omega_5 = 0$). Определяем угловую скорость зубчатого колеса 8 и передаточное отношение механизма. Кинематика рычажного контура этого механизма решается также как рычажный контур дифференциального зубчато-рычажного механизма с помощью формул (1)-(8). Поскольку зубчатое колесо 6 не имеет движения, то мгновенным центром скоростей зубчатого колеса 7 является точка N ($N \equiv P_7$).

Угловая скорость зубчатого колеса 7 определяется по формуле

$$\omega_7 = \frac{\overline{V}_C}{CP_7}, \tag{20}$$

где $CP_7 = r$ - радиус зубчатого колеса; Vc - определяется из решения рычажного контура. Соединив точки P_7 с точкой F, определяем направление и величину скорости точки F

$$V_F = \omega_7 \cdot FP_7. \tag{21}$$

Теперь известны скорости двух точек (F и D) зубчатого колеса 8, следовательно, можно определить его мгновенный центр скоростей и угловую скорость этого колеса

$$\omega_8 = \frac{V_F}{FP_8}.$$

С учетом формул (20) и (21), формула (28) будет иметь вид

$$\omega_8 = \frac{V_C \cdot FP_7}{CP_7 \cdot FP_8}.$$

FP_7, FP_8 определяются решением треугольников CP_7F и FP_8D также как при рассмотрении зубчато-рычажного дифференциального механизма.

Передаточное отношение механизма (u) определяется следующей формулой

$$u = \frac{\omega_5}{\omega_8} = \frac{\omega_5 \cdot CP_7 \cdot FP_8}{V_C \cdot FP_7}. \tag{22}$$

Из формулы (22) видно, что с изменением межосевого расстояния АД, то есть при наличии скорости центра вращения верхнего рабочего вала (V_D), передаточное отношение механизма передачи меняется. Из формулы (22) также видно, с изменением межосевого расстояния АД ведомое зубчатое колесо получает определенную угловую скорость $\omega_8 = \frac{1}{DP_8} \cdot \overline{V}_D$ или $\omega_8 = \frac{1}{FP_8} \cdot \overline{V}_F$.

Рассмотрим возможности $\omega_8 = \omega_5$. Угловая скорость ω_8 колеса 8 получается от угловой скорости колеса 7 по формуле $\omega_8 = \frac{FP_7 \cdot \omega_7}{P_8F}$.

Для того, чтобы колесо 8 не имело угловой скорости при наличии линейной скорости (V_D) его центра (Д), точка F колеса 8 должна совершать линейное движение параллельное вектору скорости(V_D) его центра (Д), то есть колесо 8 должно совершать прямолинейное движение, что возможно только при освобождении рычага 2 от стойки. Освобождение рычага 2 от стойки не нарушая зацепления зубчатых колес 6 и 5, достигается только соединением центра вращения колеса 6 (это и есть точка закрепления рычага 2 на стойку) с центром вращения колеса 5 с помощью рычага (рис. 3 б)). Полученный механизм не работоспособный, так как имеет лишние подвижности (W=3). Для того, чтобы такой механизм стал работоспособным, можно было бы жестко закрепить между собой рычаги BC и CD или BC с AB (рис. 3 в) и 3 г)), но при. этом углы вращения промежуточных зубчатых колес будут различными при одинаковых диаметрах всех зубчатых колес. Одинаковое вращение промежуточных зубчатых колес вокруг своих осей и вокруг мгновенного центра вращения выполняется только в

случае, когда рычаги CD и BA поворачиваются вокруг осей D и A на одинаковые углы при одинаковых их длинах, что достигается шарнирным связыванием оси C со стойкой, образуя рычажный параллелограмм ABCE. Полученный механизм будет иметь вид показанный на рис. 3 д).

Выводы:

Рассмотренный зубчато-рычажный дифференциальный передаточный механизм имеет эффект возникновения дополнительной угловой скорости ведомого звена при изменении межосевого расстояния рабочих валов, чего можно использовать для копирования рабочими валами неравномерных поверхностей обрабатываемого материала без геометрического скольжения при применение 2-х стороннего передаточного механизма с использованием храповика на валу ведомого рабочего валка.

Список литературы:

1. Кузнецов Г.К. Исследование и методика проектирования валковых отжимных устройств текстильных машин» - Дис. ... докт. техн.наук. Кострома, 1970. - 287 с.

2. Смирнов Б.И., Кузнецов Г.К. Проектирование машин первичной обработки лубяных волокон. М.: Машиностроение 1967- 270 с. ил.

3.Абдукаримов А., Аманов Т.Ю., Бахадиров Г.А.. Кинематический анализ механизма передачи валковой машины // Проблемы механики. Ташкент-2012.-№1. С.57-61.

4. Левитский Н.И. Современные задачи проектирования зубчато-рычажных механизмов. // В кн.: Теория и применение зубчато-рычажных механизмов. М.: Наука, 1974. - 140 с.

Надійшла до редколегії 26.03.2012 р.

A. Abdukarimov, G. Bahadirov

ANALYSIS OF GEAR-LEVER DIFFERENTIAL GEAR ROLLING MACHINES WITH VARIABLE WORKING SHAFT CENTER DISTANCE

The paper analyzes one type of rack-gear differential lever roller machines with variable spacing of working shafts. The formulas for determining the kinematic parameters of the considered mechanism. Shows the effect of changing the gear ratio of the transmission mechanism when the operating shaft center distance. It also shows the possibility of removal and beneficial use of this effect.

Key words: *mechanism, lever-rack, differential, roller machine, lever, gear, the gear ratio.*

А. Абдукарімов, Г.А. Бахадир

АНАЛІЗ ЗУБЧАТО-ВАЖІЛЬНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО ПЕРЕДАВАЛЬНОГО МЕХАНІЗМА ВАЛКОВОЇ МАШИНИ ЗІ ЗМІННОЮ МІЖОСЬОВОЮ ВІДСТАННЮ РОБОЧИХ ВАЛІВ

У статті аналізується один тип зубчато-важільного диференціального передавального механізму валкових машин зі змінним кроком робочих валів. Формули для визначення кінематичних параметрів розглянутого механізму. Показано вплив зміни передавального відношення трансмісійного механізму зі змінним міжосьовим відстанню робочих валів. Він також вказує на можливість видалення і корисного використання цього ефекту.

Ключові слова: *механізм, важіль-стійка, диференціальний, роликові машини, важіль передач, передаточне відношення.*