

УДК 621.833

Тупицын Алексей Альбертович,

д. х. н., профессор кафедры «Прикладная механика»,

Иркутский государственный университет путей сообщения, e-mail: altfr@mail.ru

Нечаев Валерий Владимирович,

к. т. н., доцент кафедры «Энергообеспечение и теплотехника»,

Иркутская государственная сельскохозяйственная академия, e-mail: valery.nechaev@yandex.ru

Гозбенко Валерий Ерофеевич,

д. т. н., профессор кафедры «Математика»,

Иркутский государственный университет путей сообщения, e-mail: vgozbenko@yandex.ru

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ. ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА С НЕВРАЩАЮЩЕЙСЯ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

A. A. Tupitsyn, V. V. Nechaev, V. E. Gozbenko

CONSTRUCTION IMPROVEMENT OF THE WAVE GEARS. WAVE GEARING WITH THE UNROTATIVE ROLLER CHAIN

Аннотация. Достоинство волновых зубчатых передач – возможность получить в одной ступени большие передаточные отношения. Основной недостаток – недолговечность гибкого колеса, вызванная большими деформациями при циклически меняющихся напряжениях. Предлагаемое техническое решение предусматривает вместо гибкого колеса использовать трехрядную роликую цепь. Волновая зубчатая передача с невращающейся втулочно-роликовой цепью имеет двухволновой генератор (кулачок), на котором средними роликами располагается трехрядная втулочно-роликовая цепь. Крайние ролики цепи входят в зацепление с двумя зубчатыми колесами: одним – неподвижным, имеющим число зубьев, равное числу роликов цепи; вторым – ведомым, с меньшим количеством зубьев. Так как число роликов цепи равно числу зубьев колеса неподвижного колеса, при вращении кулачка цепь не вращается, а происходит радиальное перемещение роликов, которое приводит к вращению ведомого колеса. Предлагаемое техническое решение позволяет значительно упростить известные конструкции волновых зубчатых передач с применением втулочно-роликовой цепи. Круговой профиль роликов цепи дает возможность в месте контакта их с зубьями колес реализовать трение качения, в результате чего повышается коэффициент полезного действия привода и уменьшается износ.

Ключевые слова: механическая передача, волновая передача, втулочно-роликовая цепь.

Abstract. The main advantage of wave gearings is possibility to gain in one step the big reduction ratios. The basic deficiency is the short durability of a flexible gear caused by the big strains at cyclically varying mechanical stress. The offered engineering solution provides instead of a flexible spline to use a three-row roller chain. The wave gearing with the unrotative roller chain has the two-wave generator (cam) on which intermediate rollers of the three-row roller chain places. End rollers of chain mesh with two tooth gears. One of them is motionless and has number of teeth, equal to number of rollers of a chain. Second is driven wheel and has smaller number of teeth. Because the number of chain rollers is equal to number of motionless wheel teeth, at twirl of a cam the chain is not twirled, and there is the radial migration of rollers which leads to driven wheel twirl. The offered engineering solution allows to simplify considerably known constructions of wave gearings which use a roller chain. The circular rollers profile of a chain gives the chance to realize a rolling friction in a place of their contact to wheel teeth. As a result the efficiency of the drive raises and deterioration is diminished.

Keywords: mechanical transmission, wave gear, roller chain.

Введение

Ранее авторами рассмотрены недостатки стандартных передач, используемых в механических приводах. Нами были предложены технические решения [1–10], позволяющие уменьшить влияние этих недостатков на работоспособность технических систем.

Ранее нами предложена передача, принцип работы, конструкция и кинематические характеристики волновой зубчатой передачи, в которой вместо гибкого колеса используется трехрядная втулочно-роликовая цепь, ролики которой расположены на одной оси. Ролики среднего ряда располагаются по контуру ведущего кулачка. Ролики крайних рядов, расположенные по меньшему диаметру кулачка, входят во внешнее зацепление с двумя неподвижными зубчатыми колесами, имеющими число зубьев, равное числу роликов цепи. В результате цепь не вращается. Ролики крайних рядов, расположенные по большему диаметру кулачка, входят во внутреннее зацепление с ведо-

мым колесом. За счет разности чисел зубьев ведомого колеса и роликов цепи происходит передача движения.

Такое техническое решение позволяет устранить основной недостаток волновых зубчатых передач – недолговечность гибкого колеса, обеспечить в одной ступени передаточное отношение от 6 и выше, а также передавать значительные мощности за счет многопарности зацепления и реализации в зацеплении трения качения.

При условии передачи небольших мощностей возможно упрощение конструкции.

При этом в качестве прототипа для обоснования изменения конструкции целесообразно использовать волновую передачу со стандартной многорядной втулочно-роликовой цепью [11].

Волновая передача с трехрядной втулочно-роликовой цепью

На рис. 1 показана конструктивная схема такой передачи [11]. Генератор волн (кулачок) состоит из двух эксцентрично расположенных дисков 1 и

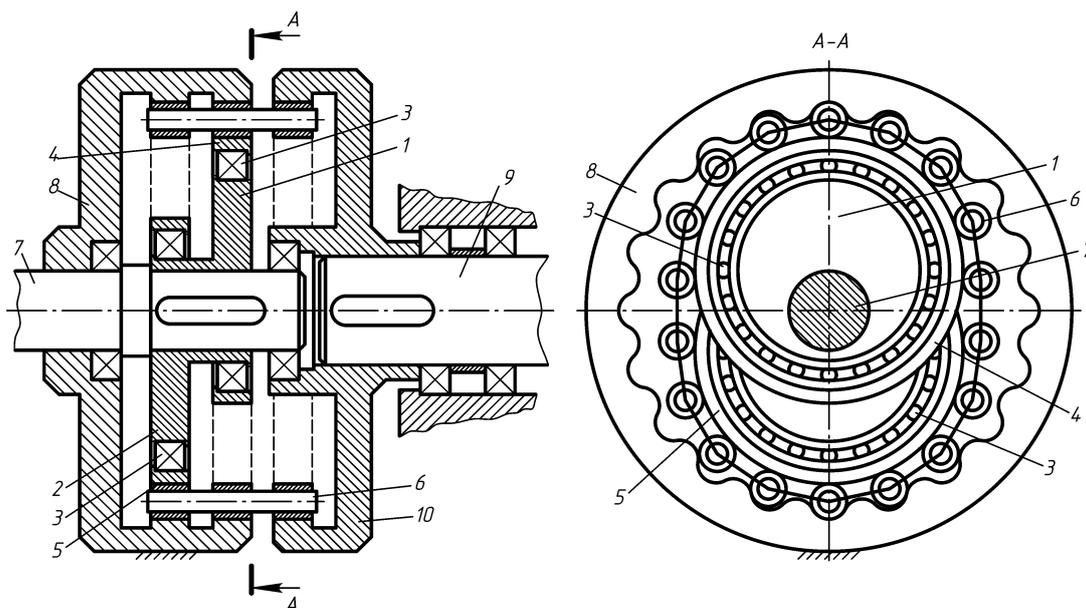


Рис. 1. Конструктивная схема волновой передачи с трехрядной стандартной втулочно-роликовой цепью: 1, 2 – диски генератора волн; 3 – подшипники генератора волн; 4, 5 – кольца генератора волн; 6 – цепь; 7 – входной вал; 8 – неподвижное зубчатое колесо (корпус); 9 – выходной вал; 10 – ведомое зубчатое колесо

2, на которых находятся подшипники качения 3. На подшипниках помещены кольца 4 и 5. На эти кольца с небольшим натягом надета стандартная трехрядная втулочно-роликовая цепь 6. Ролики являются зубьями гибкого колеса. На схеме звенья, соединяющие оси роликов, показаны линиями. Генератор волн закреплен на входном валу 7. Зубья неподвижного корпуса 8 зацепляются с роликами первых двух рядов. На выходном валу 9 закреплено колесо 10, зубья которого зацепляются с роликами третьего ряда цепи. Число зубьев колеса 10 равно числу роликов цепи. Входной и выходной валы соосны. При повороте генератора волн ролики цепи, смещаясь от центра, входят в зацепление с зубьями неподвижного колеса 8, и из-за разности чисел зубьев и роликов цепь будет вращаться вместе с ведомым колесом 10. Подшипники 3 обеспечивают свободное вращение роликов.

К данной передаче применимы все кинематические зависимости, которые справедливы для обычных волновых передач с двухроликовым генератором.

Из условия сборки число зубьев неподвижного колеса

$$z_8 = z_6 + 2,$$

где z_6 – число роликов цепи.

Тогда передаточное отношение от ведущего звена (генератора волн) к ведомой цепи определится

$$i = \frac{z_8}{z_8 - z_6} = \frac{z_8}{2}.$$

Ведомое колесо 10 будет вращаться с той же скоростью, т. к. зацепление третьего ряда цепи с этим колесом представляет собой волновую зубчатую муфту.

В результате исследований передачи установлено [11], что ее долговечность зависит от увеличения шага цепи по мере износа шарниров. В частности, на износ шарниров большое влияние оказывает скорость вращения цепи.

Особенностью волновой передачи с трехрядной стандартной втулочно-роликовой цепью является несимметричное распределение нагрузки на ролики, находящиеся в разных рядах цепи.

Передача с невращающейся втулочно-роликовой цепью

Предлагаемое техническое решение позволяет устранить вращение цепи, присутствующее в передаче, описанной в [11], и значительно упростить конструкцию по сравнению с зубчатой шарнирно-роликовой передачей. Упрощение конструкции достигается исключением ведомого зубчатого колеса с внутренним зацеплением. Тогда вместо двух неподвижных зубчатых колес, обеспечивающих симметричное распределение нагрузки на ролики, задачу исключения вращения цепи будет выполнять одно неподвижное колесо, второе станет ведомым.

Конструктивная схема волновой зубчатой передачи с невращающейся втулочно-роликовой цепью приведена на рис. 2.

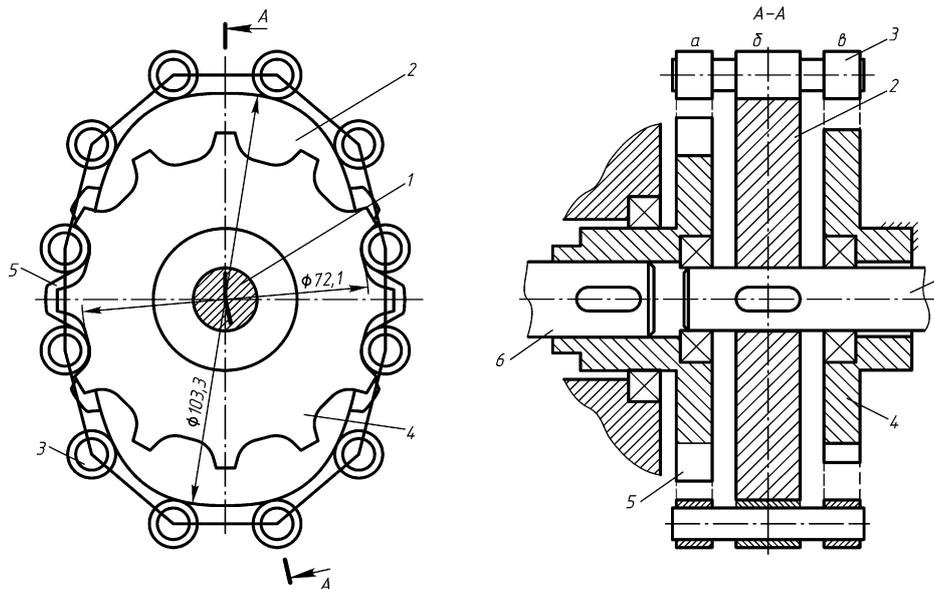


Рис. 2. Конструктивная схема волновой зубчатой передачи с невращающейся втулочно-роликковой цепью: 1 – входной вал; 2 – генератор волн (кулачок); 3 – цепь; 4 – неподвижное зубчатое колесо; 5 – ведомое зубчатое колесо; 6 – выходной вал; а, в – ролики внешних рядов цепи; б – ролик внутреннего ряда цепи

На входном валу 1 закреплен двухволновой генератор (кулачок) 2. По контуру кулачка средними роликами располагается трехрядная втулочно-роликковая цепь 3, а крайними роликами она охватывает зубчатые колеса 4 и 5. Неподвижное колесо 4, зацепляющееся с роликами ряда с, имеет число зубьев, равное числу роликов цепи.

Ведомое колесо 5 зацепляется с роликами ряда а и имеет число зубьев меньше, чем число роликов цепи. Т. к. число роликов цепи равно числу зубьев колеса 4, при вращении кулачка цепь не вращается, а происходит радиальное перемещение роликов, которое приводит к зацеплению роликов ряда а и вращению ведомого колеса 5. Схема взаимодействия звеньев при передаче движения от ведущего кулачка 2 на ведомое колесо 5 показана на рис. 3.

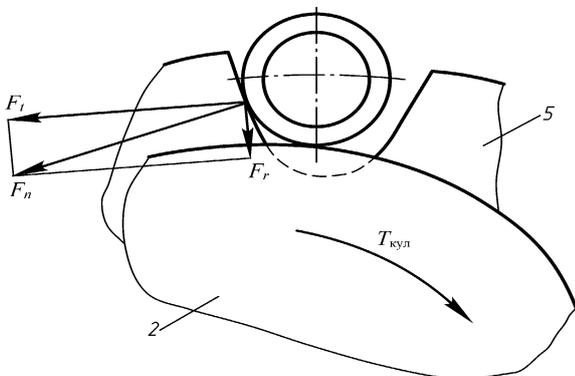


Рис. 3. Схема взаимодействия звеньев волновой зубчатой передачи с невращающейся втулочно-роликковой цепью: 2 – кулачок (генератор волн); 5 – ведомое зубчатое колесо

При повороте кулачка 2 движущим моментом $T_{кул}$ ролики ряда а, смещаясь по радиусу к центру, будут давить на зубья колеса 5 с силой F_r . При невращающейся цепи 3 колесо 5 под действием пары сил F_t и F_t' будет вращаться в направлении, обратном вращению кулачка. Сила F_t' действует от диаметрально противоположных роликов ряда а.

Кинематически волновая зубчатая передача с невращающейся втулочно-роликковой цепью также подобна двухволновой зубчатой.

Тогда передаточное отношение:

$$i = \frac{z_5}{z_5 - z_3}$$

Кинематические исследования передачи проводились на образце, изготовленном с параметрами, соответствующими конструктивной схеме, изображенной на рис. 2:

$$z_3 = 12; z_4 = z_3 = 12; z_5 = z_3 - 2 = 10;$$

шаг роликов цепи и зубьев колеса $t_3 = t_5 = 26$ мм; диаметр роликов $d_p = 12$ мм.

Исполнительные размеры деталей образца передачи определялись следующим образом.

Делительный диаметр ведомого колеса 5 (рис. 4):

$$d_5 = \frac{t_5}{\sin \frac{180}{z_5}} = \frac{26}{\sin \frac{180}{10}} = 84,1 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{f5} = d_5 - d_p = 84,1 - 12 = 72,1 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности выступов зубьев:



$$d_{a5} = d_5 + 0,8d_p = 84,1 + 0,8 \cdot 12 = 93,7 \text{ мм.}$$

Для того, чтобы цепь не вращалась, число впадин неподвижного зубчатого колеса 4 должно быть равным числу роликов цепи.

Таким образом, для колеса с геометрическими параметрами, рассчитанными при числе зубьев $z = 10$, предусматриваем $z_4 = 12$.

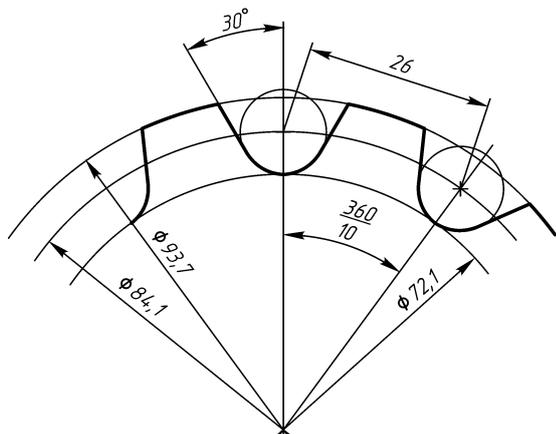


Рис. 4. Профиль зубьев и размеры ведомого колеса волновой зубчатой передачи с невращающейся втулочно-роликовой цепью

Тогда шаг зубьев такого колеса определится из условия

$$d_4 = \frac{t_4}{\sin \frac{180}{z_4}},$$

откуда

$$t_4 = d_4 \sin \frac{180}{z_4} = 84,1 \cdot \sin \frac{180}{12} = 21,8 \text{ мм.}$$

Для того чтобы осуществить зацепление, необходимо впадины зубчатого колеса увеличить симметрично за счет тела зубьев на величину:

$$t_{\phi} - t_4 = 26 - 21,8 = 4,2 \text{ мм,}$$

где t_{ϕ} – фиктивный шаг, $t_{\phi} = 26$ мм.

Следует отметить, что с увеличением числа зубьев разность $t_{\phi} - t_4$ уменьшается.

Размеры неподвижного колеса 4 показаны на рис. 5.

Наименьший диаметр кулачка d_k принят равным диаметру окружности впадин зубчатых колес 4 и 5.

Наибольший диаметр кулачка:

$$D_k = d_{a5} + 0,8d_p = 93,7 + 0,8 \cdot 12 = 104,8 \text{ мм.}$$

Передаточное отношение передачи с рассмотренными параметрами:

$$i = \frac{10}{10 - 12} = -5.$$

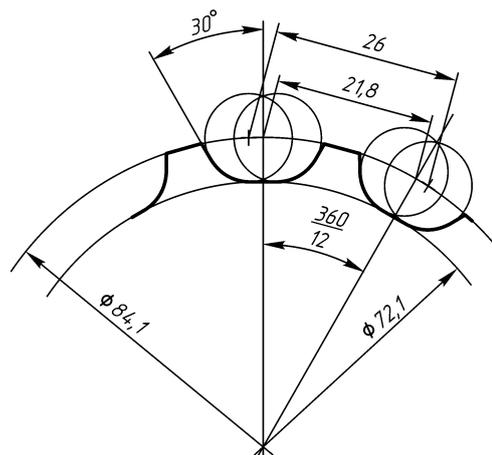


Рис. 5. Профиль зубьев и размеры неподвижного колеса волновой зубчатой передачи с невращающейся втулочно-роликовой цепью

Знак «минус» показывает, что ведомое колесо вращается в направлении, противоположном вращению кулачка 2.

Испытания образца волновой зубчатой передачи с невращающейся втулочно-роликовой цепью подтвердили возможность зацепления и передачи движения предлагаемой конструкции механической передачи, а также равенство передаточного отношения определенному аналитически.

Заключение

Особенностью волновой зубчатой передачи с невращающейся втулочно-роликовой цепью, так же как передачи, описанной в [16], является несимметричное распределение нагрузки на ролики, находящиеся в разных рядах цепи.

Такая особенность ограничивает нагрузочную способность передачи, однако позволяет значительно упростить конструкцию и уменьшить ее массу. При этом остальные достоинства зубчатой шарнирно-роликовой передачи сохраняются, что позволит успешно использовать предлагаемое техническое решение в приводах с небольшой мощностью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2177090 Рос. Федерация, МПК⁷ 7F 16Н 1/32 А, 7F 16Н 25/06 В. Зубчатая шарнирно-роликовая передача : / А.А. Тупицын, А. А. Тупицын ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. экон. академия. № 9912515028 ; заявл. 29.11.1999 ; опубл. 20.12.2001, Бюл. № 35. 5 с.
2. Пат. 2203443 Рос. Федерация, МПК⁷ 7F 16Н 7/00 А. Волновая зубчатая передача с невращающейся втулочно-роликовой цепью / А.А. Тупицын, А.А. Тупицын ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. экон. академия. № 2001113596 ; заявл. 18.05.2001 ; опубл. 27.04.2003, Бюл. № 12. 6 с.



3. Пат. 2265765 Рос. Федерация, МПК⁷ 7F 16H 25/06 А. Торцовая зубчато-роликовая передача / А.А. Тупицын, А.А. Тупицын ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2003100970/11 ; заявл. 13.01.2003 ; опубл. 10.12.2005, Бюл. № 34. 7 с.
4. Пат. 2283447 Рос. Федерация, МПК⁷ F16H 25/06, F16H 3/42 Зубчатая передача зацеплением через «третье тело» / А.А. Тупицын, А.А. Тупицын ; заявители и патентообладатели А.А. Тупицын, А.А. Тупицын. № 2003134115/11 ; заявл. 24.11.2003 ; опубл. 10.09.2006, Бюл. № 25. 4 с.
5. Пат. 2271486 Рос. Федерация, МПК⁷ F16H 25/06. Зубчатая роликовинтовая передача / А.А. Тупицын, А.А. Тупицын ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2003103453/11 ; заявл. 10.08.2004 ; опубл. 10.03.2006, Бюл. № 7. 7 с.
6. Пат. 2315215 Рос. Федерация, МПК⁷ F16H 25/06, F16H 3/42. Торцовый зубчато-шариковый вариатор / А.А. Тупицын, А.А. Тупицын ; заявители и патентообладатели А. А. Тупицын, А. А. Тупицын № 2005132429/11 ; заявл. 20.10.2005 ; опубл. 20.01.2008, Бюл. № 2. 7 с.
7. Пат. 2354870 Рос. Федерация, МПК⁷ F16H 1/10. Торцовая зубчатая передача с внутренним зацеплением / А.А.Тупицын, С.К. Каргапольцев, А.И. Милованов, А.А. Тупицын, А.А. Ревенский ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2007144586/11 ; заявл. 04.12.2007 ; опубл. 10.05.2009, Бюл. № 13. 7 с.
8. Пат. 84488 Рос. Федерация, МПК⁷ F16H 1/32, F16H 25/06. Торцовая цевочная передача / А.А. Тупицын, А.А. Тупицын, С.К. Каргапольцев, ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2008146315/22 ; заявл. 24.11.2008 ; опубл. 10.07.2009, Бюл. № 13. 1 с.
9. Пат. 96201 Рос. Федерация, МПК⁷ F16H 1/32. Торцовая передача с внешним зацеплением зубчатых колес / А.А. Тупицын, А.А. Тупицын, А.И. Милованов, А.А. Ревенский, В.Е. Гозбенко ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2009149300/22 ; заявл. 29.12.2009 ; опубл. 20.07.2010, Бюл. № 19. 2 с.
10. Пат. 2412072 Рос. Федерация, МПК⁷ В16С 9/00 Компоновочная схема тягового привода железнодорожного подвижного транспортного средства с параллельными потоками мощности / Е.А. Милованова, А.А. Милованов, А.И. Милованов, А.А. Тупицын, А.А. Тупицын ; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2009124142/11 ; заявл. 24.06.2009 ; опубл. 20.02.2011, Бюл. № 5. 5 с.
11. Сычев А. А. Волновая передача с применением стандартной многорядной втулочно-роликовой цепи // Вестник машиностроения. 1971. № 9. С. 41–43.

УДК 622.732

Карлина Антонина Игоревна,

аспирант, Иркутский государственный технический университет, тел. 89501201950

РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОМЫВОЧНЫХ МАШИН И УСТРОЙСТВ

А. И. Karlina

THE CALCULATION OF THE PERFORMANCE OF WASHING MACHINES AND DEVICES

Аннотация. В статье изучены промывочные машины и грохоты. Выполнен анализ современных гидравлических способов переработки и обогащения металлоносных песков. Изучены свойства пород и характеристики их промывистости. Освещен вопрос интенсивности дезинтеграции и её продолжительности в зависимости от размывающей способности воды (расход, давление, температура), механического воздействия дезинтегрирующих устройств и физико-химического воздействия добавок, ускоряющих дезинтеграцию. Выполнены работы по исследованию промывочно-обогачительных приборов. Проанализирован расчёт производительности промывочных машин по необходимому времени промывки материала до заданного качества. Приведены формулы расчета скорости продольного перемещения материала в грохотах различных конструкций. Определен расход мощности, затрачиваемой на работу скруббера. Рассмотрены условия для получения максимального дезинтегрирующего эффекта. Рассмотрена конструкция и актуальность совершенствования аппаратов для промывки и методов расчёта оптимальных параметров для достижения максимального эффекта.

Ключевые слова: промывочные машины, грохот, гидравлический вашгерд, скруббер, качество промывки, гидравлические способы переработки и обогащения, разновидности обогачительного оборудования.

Abstract. The article covers washing machines and screens. The analysis of the current hydraulic methods of processing and enrichment of metal-bearing sands is provided. Rock properties and characteristics of their polyviscose are studied. The question of the intensity of disintegration and its duration depending on erode the ability of water (flow, pressure, temperature), mechanical impact of disintegration devices and physics-chemical effects of additives accelerating disintegration is discussed. Works on the study of the washing and processing devices are made. Calculation of the performance of washing machines on the desired flush time of the material to a specified quality is analyzed. Formulas of calculating the speed of longitudinal movement of the material in the screens of various designs are given. Consumption power required for operation of the scrubber is defined. The conditions for maximum disintegration effect are considered. Design and the relevance of the improved apparatus for cleaning and methods of calculation of optimal parameters for maximum effect are also considered.

Keywords: washing machine, screen, hydraulic cradle, scrubber, washing quality, hydraulic methods of processing and enrichment, variety, processing equipment.