УДК 669.2

С.М. Горбатюк, А.Ю. Зарапин, Н.А. Чиченев

РЕИНЖИНИРИНГ СПИРАЛЬНОГО КЛАССИФИКАТОРА ГОРНОРУДНОГО ОБЩЕСТВА «КАТОКА» (АНГОЛА)

На основе анализа работы спирального классификатора 2КСН-30 горнорудного общества «Катока» (Ангола) установлена недостаточная стойкость передачи винт-гайка. Для повышения эксплуатационной надежности привода подъема спирали предложена его модернизация путем замены передачи винт-гайка на шарико-винтовую передачу. Чтобы снизить затраты на модернизацию механизма подъема спирали классификатора, принято решение максимально использовать существующие конструкции базовых деталей существующего механизма. Расчеты существующей конструкции передачи, в которой винт выполнен из стали 35 и гайка из бронзы БрО6Ц6С3, показали, что недостатком рассматриваемого механизма подъема является низкий КПД привода в целом, который не превышает 0,2. В процессе работы винтовой пары выявилась недостаточная эксплуатационная стойкость бронзовой гайки. Расчеты показали, что по сравнению с существующей конструкцией привода, содержащей передачу винт-гайка, применение шарико-винтовой передачи позволяет повысить КПД привода более чем в 3 раза, что обеспечивает снижение энергозатрат более, чем в 3 раза.

Ключевые слова: спиральный классификатор, привод механизма подъема спирали, передача винт-гайка, шарико-винтовая передача.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-2-0-215-221

Цель работы

Одной из актуальных проблем горно-металлургической промышленности является проблема надежности обогатительного оборудования, которая достигается путем реинжиниринга устаревшего оборудования или его заменой [1—6].

В статье рассматривается спиральный классификатор 2КСН-30, который установлен на обогатительной фабрике горнорудного общества «Катока» (Ангола) [7].

Спиральный классификатор 2КСН-30 состоит из следующих основных узлов (рис. 1): рамы-корыта *4*, двух спиралей *2* и *3*, привода вращения спиралей *7* и его рамы *1*, механизма подъема спиралей *6* и нижней опоры *5* [8].

Кинематическая схема двухспирального классификатора показана на рис. 2. Вращение от электродвигателя *6* передается через червячный редуктор *7* на коническую зубчатую передачу *8*. Преобразование вращательного движения от привода механизма подъема спирали осуществляется посредством передачи винт-гайка *9*.

Узел механизма подъема спирали, в котором происходит преобразование вращательного движения гайки в поступательное движение винта, показан на рис. 3.

В ступице ведомого зубчатого колеса предусмотрена резьба, в которую заходит винт *3*, соединяющийся с помощью

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. № 2. С. 215–221.
© С.М. Горбатюк, А.Ю. Зарапин, Н.А. Чиченев. 2018.

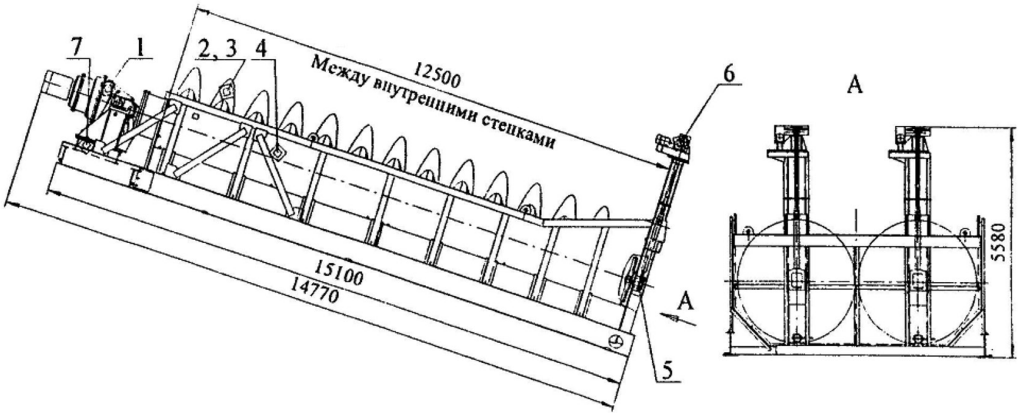

Рис. 1. Спиральный классификатор 2КСН-30: 1 — привод вращения спиралей; 2 и 3 — спирали. 4 — рама-корыто; 5 — нижняя опора; 6 — механизм подъема спирали; 7 — рама привода

тяги и захвата с хвостовиком вала спирали. Зубчатое колесо вращается на шарикоподшипнике *4* внутри стакана *2*, опирающегося своими цапфами на стойки *1*. Установочное кольцо *6* фиксирует вертикальное положение зубчатого колеса, что обеспечивает возможность поворота стакана и зубчатого колеса независимо от положения винта (высоты подъема).

Поскольку опыт эксплуатации спирального классификатора 2КСН-30в условиях горнорудного общества «Катока» показал недостаточную долговечность бронзовой гайки передачи винт-гайка, предлагается установить вместо нее более современную шарико-винтовую передачу. Таким образом, задача сводится к подбору параметров шарико-винтовой передачи, расчету ее долговечности и конструированию механизма подъема спирали классификатора.

Полученные результаты

При этом, чтобы снизить затраты на модернизацию механизма подъема спирали классификатора, принято решение максимально использовать существующие конструкции базовых деталей существующего механизма.

Расчетная схема механизма подъема спирали показана на рис. 4.

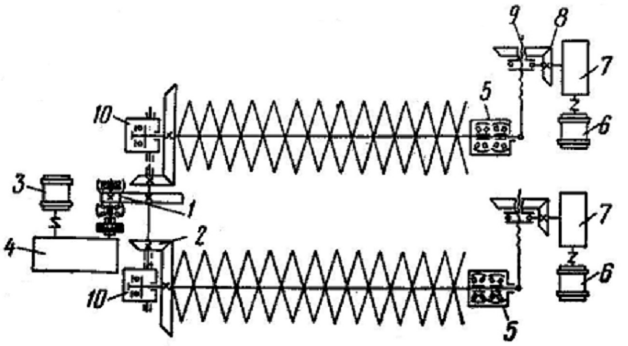

Рис. 2. Кинематическая схема двухспирального классификатора: 1 — цилиндрическая зубчатая передача; 2 — коническая зубчатая передача; 3 — электродвигатель привода вращения спирали; 4 — редуктор; 5 — нижняя опора спирали; 6 — электродвигатель механизма подъема; 7 — редуктор; 8 — коническая зубчатая передача; 9 — передача винт-гайка; 10 — верхняя опора спирали

Исходными данными для расчета являются: вес поднимаемой спирали G_C и скорость перемещения винта $V_В$. В соответствии с паспортными данными имеем

$$G_C = 77200 \text{ Н},$$

$$V_В = 0{,}2 \text{ м/мин} = 200 \text{ мм/мин}.$$

Винт изготовлен из стали 35, гайка из бронзы БрО6Ц6С3; резьба трапецеидальная однозаходная с шагом $p_Р = 10$ мм и номинальном диаметром $d = 80$ мм.

1. Определение коэффициента полезного действия (КПД) винтовой пары [9, 10]

Угол β подъема винтовой линии резьбы при диаметре d равен

$$tg\beta = \frac{p_p}{\pi \cdot d^2} = \frac{10}{3{,}14 \cdot 80^2} = 0{,}0398$$

Таким образом, $\beta \approx 0{,}0398$ рад. = = 2,28°.

При коэффициенте трения $f = 0{,}12$ угол трения ρ равен tgρ = 0,12 или $\rho \approx$ ≈ 0,12 рад. = 6,84°.

Поскольку $\beta = 2{,}28° < \rho = 6{,}84°$, то условие самоторможения выполнено.

Работа за один оборот винта, необходимая для подъема спирали и преодоления силы трения в резьбе, равна

$$A_Р = G_C \cdot \pi \cdot d \cdot tg(\beta + \rho) = 77200 \cdot 3{,}14 \cdot$$

$$\cdot 0{,}08 \cdot tg(2{,}28 + 6{,}84) = 3104 \text{ Н·м}$$

Полезная работа подъема спирали за 1 оборот

$$A_{пол} = G_C \cdot p_Р = 77\,200 \cdot 0{,}01 = 772 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

КПД винтовой пары равно

$$\eta_{вп} = A_{пол}/A_р = 772/3104 \approx 0{,}25.$$

2. Определение крутящих моментов

Крутящий момент на валу колеса конического зубчатого колеса равен

$$T_3 = 772 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на валу шестерни конического зубчатого колеса (выходного вала червячного редуктора)

$$T_2 = T_3/(u_{зп} \cdot \eta_{зп}),$$

где $u_{зп}$ — передаточное число конической зубчатой передачи, $u_{зп} = 3{,}62$ (см. табл. 4.1); $\eta_{зп}$ — КПД зубчатой передачи, $\eta_{зп} = 0{,}94$ [11].

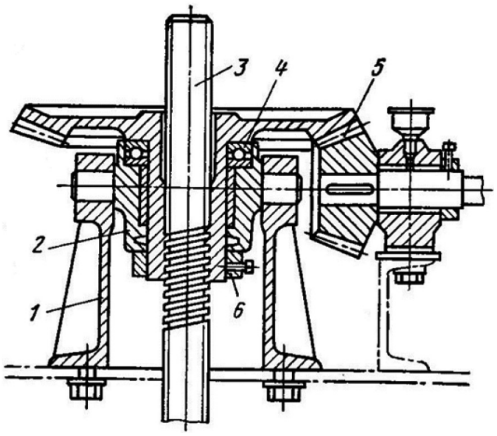

Рис. 3. Узел механизма подъема спирали: 1 — стойка; 2 — стакан; 3 — винт; 4 — подшипник; 5 — коническая зубчатая передача; 6 — кольцо

После подстановки значений получим

$$T_2 = 772/(3{,}62 \cdot 0{,}94) = 227 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на входном валу червячного редуктора (валу электродвигателя)

$$T_1 = T_2/(u_{чер} \cdot \eta_{чер}),$$

где $u_{чер}$ — передаточное число червячного редуктора, $u_{чер} = 20$; $\eta_{чер}$ — КПД червячного редуктора, $\eta_{чер} = 0{,}84$.

После подстановки значений получим

$$T_1 = 227/(20 \cdot 0{,}94) = 13{,}5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

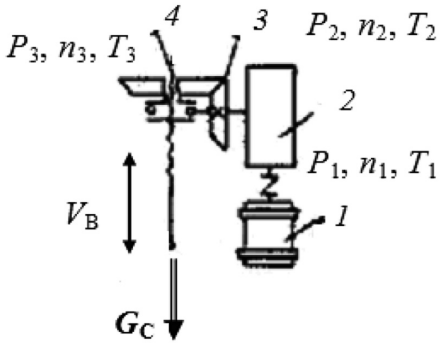

Рис. 4. Расчетная схема механизма подъема спирали: 1 — электродвигатель; 2 — червячный редуктор; 3 — коническая зубчатая передача; 4 — передача винт-гайка

3. Определение частот вращения

Частота вращения колеса конического зубчатого колеса

$n_3 = V_в/p_р = 200/10 = 20$ об/мин.

Частота вращения шестерни конического зубчатого колеса (выходного вала червячного редуктора)

$n_2 = n_3 \cdot u_{зп} = 20 \cdot 3{,}62 = 72{,}4$ об/мин.

Частота вращения входного вала червячного редуктора (вала электродвигателя)

$n_1 = n_2 \cdot u_{чер} = 72{,}4 \cdot 20 = 1448$ об/мин.

4. Определение передаваемых мощностей

Мощность на валу колеса конического зубчатого колеса

$$P_3 = T_3 \cdot n_3/9550 = 772 \cdot 20/9550 = 1{,}62 \text{ кВт}.$$

Мощность на валу шестерни конического зубчатого колеса (выходном валу червячного редуктора)

$$P_2 = T_2 \cdot n_2/9550 = 227 \cdot 72{,}4/9550 = 1{,}72 \text{ кВт}.$$

Мощность на входном валу червячного редуктора (валу электродвигателя)

$$P_1 = T_2 \cdot n_1/9550 = 13{,}5 \cdot 1448/9550 = 2{,}04 \text{ кВт}.$$

Учитывая коэффициент запаса $S = 1{,}5...2{,}0$, полученным данным удовлетворяет электродвигатель АИР100L4Т2 номинальной мощностью $P_{дв} = 4$ кВт и частотой вращения $n_{дв} = 1450$ об/мин.

Недостатком рассматриваемого механизма подъема спирали является низкий КПД привода в целом $\eta_{пр}$, который равен

$$\eta_{пр} = \eta_{чер} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{вп} = 0{,}84 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}25 \approx 0{,}20.$$

Кроме того, в процессе работы винтовой пары выявилась недостаточная эксплуатационная стойкость бронзовой гайки. В связи с этим предложено заменить передачу винт-гайка на современную шарико-винтовую передачу, обладающую более высокими служебными свойствами.

При разработке конструкции узла механизма подъема спирали, в котором происходит преобразование вращательного движения гайки в поступательное движение винта, приняты следующие данные (см. таблицу).

Общий вид механизма подъема спирали с шарико-винтовой передачей приведен на рис. 5.

КПД шарико-винтовой передачи при ведущей гайке определяется по формуле [12, 13]

$$\eta_{швп} = \frac{tg(\psi - \rho)}{tg\psi}$$

где ψ — угол подъема резьбы, ρ — приведенный угол трения в резьбе.

Угол подъема резьбы определяется по формуле

$$tg\psi = p_р \cdot z_{рез}/(p \cdot d_{швп}) = 10 \cdot 1/(p \cdot 80) = 0{,}0398.$$

Следовательно, угол подъема резьбы равен $\psi = 0{,}0398$ рад.

Приведенный угол трения в резьбе определяется по формуле

$$tg\rho = 2 \cdot \mu_{кач}/(d_{шар} \cdot \sin\alpha),$$

Тип передачи	с зазором
Ведущий элемент	гайка
Число заходов резьбы	$z_{рез} = 1$
Требуемый ресурс, циклов	$L_h = 10^6$
Вероятность безотказной работы, %	$P_t = 90$
Номинальный диаметр, мм	$d_{швп} = 80$
Шаг, мм	$p_р = 10$

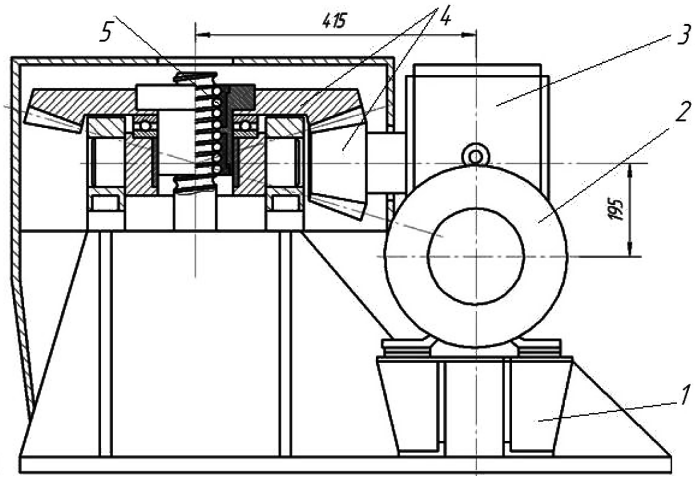

Рис. 5. Узел механизма подъема спирали после модернизации: 1 — рама; 2 — электродвигатель; 3 — червячный редуктор; 4 — коническая зубчатая передача; 5 — шарико-винтовая передача

где $\mu_{кач}$ — коэффициент трения качения, значения которого лежат в диапазоне $\mu_{кач}$ = 0,005...0,015 мм; принимаем $\mu_{кач}$ = = 0,01 мм; α — угол контакта, α = 45° = = 0,785 рад.; $d_{шар}$ — диаметр шарика, обычно принимают $d_{шар} = 0{,}6 \cdot d_{швп}$ = 6 мм.

После подстановки указанных значений получим

$$tg\rho = 2 \cdot 0{,}01/(6 \cdot 0{,}707) = 0{,}0047.$$

Следовательно, угол трения в резьбе равен ρ = 0,0047 рад.

Таким образом, КПД шарико-винтовой передачи равен

$$\eta_{швп} = \frac{tg(0{,}0398 - 0{,}0047)}{tg0{,}0398} = 0{,}882$$

Тогда КПД привода механизма подъема спирали в целом $\eta_{пр}$ будет равен

$$\eta_{пр} = \eta_{чер} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{вп} = \\ = 0{,}84 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}88 \approx 0{,}69.$$

По сравнению с существующей конструкцией привода, содержащей передачу винт-гайка, применение шарико-винтовой передачи позволяет повысить КПД привода более чем в 3 раза.

В результате реинжиниринга спирального классификатора 2КСН-30, который установлен на обогатительной фабрике горнорудного общества «Катока», повышен коэффициент полезного действия привода механизма подъема спирали, что обеспечивает снижение энергозатарт в 3,45 раза. Дополнительный эффект от внедрения будет получен за счет сокращения времени на аварийные простои.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Chichenev N.A.* Import-replacing re-engineering of the drive of the rollers in the intermediate roller table of a continuous bloom caster // Metallurgist. Vol. 58, Issue 9—10, 2015, pp. 892—895.

2. *Горбатюк С.М., Чиченев Н.А., Кириллова Н.Л.* Проблемы подготовки кадров для инжиниринговой деятельности // Сталь. — 2014. — № 3. — С. 88—91.

3. *Zakharov A.N., Gorbatyuk S.M., Borisevich V.G.* Modernizing a press for making refractories // Metallurgist 2008, Vol. 52 Issue 7—8, pp. 420—423.

4. *Uçar A., Demir Y., Güzeliş C.* A penalty function method for designing efficient robust classifiers with input space optimal separating surfaces // Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences. 2014, Vol. 22, Issue 6, pp. 1664—1685.

5. *Bazin C., Sadeghi M., Renaud M.* An operational model for a spiral classifier // Minerals Engineering, Vol. 91, 15 May 2016, pp. 74—85.
6. *Rodnianski V., Krakauer N., Darwesh K., Levy A., Kalman H., Peyron I., Ricard F.* Aerodynamic classification in a spiral jet mill // Powder Technology. Vol. 243, July 2013, pp. 110—119.
7. http://www.alrosa.ru/corporate-structure/%D0%B3%D0%BE%D1%80%D0%BD%D0%BE%D1%80%D1%83%D0%B4%D0%BD%D0%BE%D0%B5-%D0%BE%D0%B1%D1%89%D0%B5%D1%81%D1%82%D0%B2%D0%BE-%D0%BA%D0%B0%D1%82%D0%BE%D0%BA%D0%B0-%D0%BB%D1%82%D0%B4/
8. *Классификатор* спиральный 2КСН-30. Руководство по эксплуатации. — Красноярск: Спецтехномаш, 2003.
9. *Richards K. L.* Design Engineer's Handbook. — London: CRC press, 2012. — 358 p.
10. *Cullum R. D.* Handbook of Engineering Design. — London: Butterworth and Co., 2013. — 303 p.
11. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х томах. Т. 2. — М.: Машиностроение, 2001. — 912 с.
12. *Горбатюк С.М., Веремеевич А.Н., Албул С.А. и др.* Детали машин и основы конструирования: учебник. — М.: МИСиС, 2014. — 377 с.
13. *Murthy S. T.* Elements of Mechanical Engineering. — New Delhi: I. K. International Pvt Ltd, 2010. — 266 p. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Горбатюк Сергей Михайлович[1] — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой, e-mail: sgor02@mail.ru,
Зарапин Александр Юрьевич[1] — доктор технических наук, профессор, e-mail: zarapin62@gmail.com,
Чиченев Николай Алексеевич[1] — доктор технических наук, профессор, e-mail: chich38@mail.ru,
[1] НИТУ «МИСиС».

ISSN 0236-1493. Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2018. No. 2, pp. 215–221.

S.M. Gorbatyuk, A.Yu. Zarapin, N.A. Chichenev

REENGINEERING OF SPIRAL CLASSIFIER OF CATOCA MINING COMPANY LTD, ANGOLA

Examination of operation of spiral classifier 2KCN-30 manufactured by Catoca Mining Company Ltd., Angola, revealed insufficient durability of feed–nut assembly. Aiming to enhance service reliability of spiral drive, it was proposed to modernize the drive by replacing the feed–nut assembly by a later ball-and-screw unit. At the same time, to reduce the upgrading cost of the lifting mechanism in the spiral classifer, it was decided to utilize to the maximum practicable extent the existing design of the basic parts of the mechanism. The structural analysis of the feed–nut assembly with the feed made of steel 35 and nut made of bronze BrO6TsbS3 showed that the lifting mechanism had a low efficiency of not higher than 0.2. Furthermore, the operation of the feed–nut assembly revealed low service reliability of the bronze nut. Reengineering of the lifting mechanism with the conversion of rotational motion of a nut to translational motion of a crew by means of a ball-and-screw unit assumed some source data: single-thread assembly with a clearance, driver was a nut, required life of 1 million cycles, failure-free operation probability 90%. The calculations have shown that as compared with the current design of the drive with the feed–nut assembly, the ball-and-screw unit enhances the drive efficiency more than 3 times, which allows 3 times reduction in energy consumption.

Key words: spiral classifier, spiral lifting mechanism drive, feed–nut assembly, ball-and-screw unit.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-2-0-215-221

AUTHORS

Gorbatyuk S.M.[1], Doctor of Technical Sciences, Professor,
Head of Chair, e-mail: sgor02@mail.ru,
Zarapin A.Yu.[1], Doctor of Technical Sciences, Professor,
e-mail: zarapin62@gmail.com,
Chichenev N.A.[1], Doctor of Technical Sciences, Professor,
e-mail: chich38@mail.ru,
[1] National University of Science and Technology «MISiS»,
119049, Moscow, Russia.

REFERENCES

1. Chichenev N.A. Import-replacing re-engineering of the drive of the rollers in the intermediate roller table of a continuous bloom caster. *Metallurgist*. Vol. 58, Issue 9—10, 2015, pp. 892—895.

2. Gorbatyuk S.M., Chichenev N.A., Kirillova N.L. *Stal'*. 2014, no 3, pp. 88—91.

3. Zakharov A.N., Gorbatyuk S.M., Borisevich V.G. Modernizing a press for making refractories. *Metallurgist*. 2008, Vol. 52 Issue 7—8, pp. 420—423.

4. Uçar A., Demir Y., Güzeliş C. A penalty function method for designing efficient robust classifiers with input space optimal separating surfaces. T*urkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*. 2014, Vol. 22, Issue 6, pp. 1664—1685.

5. Bazin C., Sadeghi M., Renaud M. An operational model for a spiral classifier. *Minerals Engineering*, Vol. 91, 15 May 2016, pp. 74—85.

6. Rodnianski V., Krakauer N., Darwesh K., Levy A., Kalman H., Peyron I., Ricard F. Aerodynamic classification in a spiral jet mill. *Powder Technology*. Vol. 243, July 2013, pp. 110—119.

7. http://www.alrosa.ru/corporate-structure/%D0%B3%D0%BE%D1%80%D0%BD%D0%BE%D1%80%D1%83%D0%B4%D0%BD%D0%BE%D0%B5-%D0%BE%D0%B1%D1%89%D0%B5%D1%81%D1%82%D0%B2%D0%BE-%D0%BA%D0%B0%D1%82%D0%BE%D0%BA%D0%B0-%D0%BB%D1%82%D0%B4/

8. *Klassifikator spiral'nyy 2KSN-30*. Rukovodstvo po ekspluatatsii (Spiral classifier 2KSN-30, user manual), Krasnoyarsk, Spetstekhnomash, 2003.

9. Richards K.L. *Design Engineer's Handbook*. London: CRC press, 2012. 358 p.

10. Cullum R.D. *Handbook of Engineering Design*. London: Butterworth and Co., 2013. 303 p.

11. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya*. V 3-kh t. T. 2 (Handbook of mechanical engineer, in 3 volumes, vol. 2), Moscow, Mashinostroenie, 2001. 912 p.

12. Gorbatyuk S.M., Veremeevich A.N., Albul S.A. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya*: uchebnik (Parts of machines and principles of design, textbook), Moscow, MISiS, 2014. 377 p.

13. Murthy S.T. *Elements of Mechanical Engineering*. New Delhi: I. K. International Pvt Ltd, 2010. 266 p.

FIGURES

Fig. 1. Spiral classifier 2KCH-30: 1 — rotary drive of spirals; 2 and 3 — spirals; 4 — launder; 5 — lower support; 6 — lifting gear; 7 — drive frame.

Fig. 2. Kinematic scheme of double-spiral classifier: 1 — cylindrical gearing; 2 — conical gear; 3 — motor of rotary drive of spiral; 4 — reducing gear; 5 — lower support of spiral; 6 — motor of lifting mechanism; 7 — reducing gear; 8 — conical gear; 9 — feed–nut assembly; 10 — upper support of spiral.

Fig. 3. Lifting mechanism of spiral: 1 — upright frame; 2 — bucket; 3 — screw; 4 — bearing; 5 — conical gear; 6 — ring.

Fig. 4. Model of a lifting mechanism of spiral: 1 — motor; 2 — worm-gear reducer; 3 — conical gear; 4 — feed–nut assembly.

Fig. 5. Modernized lifting mechanism of spiral: 1 — frame; 2 — motor; 3 — worm-gear reducer; 4 — conical gear; 5 — ball-and-screw unit.