

## РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 676.163.022;62-932

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор  
ГРИЦКЕВИЧ А.А.\*, магистр  
БРАЖНИК С.В., магистр  
ЛЯХ А.В., студентка

Днепродзержинский государственный технический университет  
\*Запорожский национальный технический университет

### ВЛИЯНИЕ ГИДРОУДАРОВ НА ФОРМИРОВАНИЕ ИЗНОСА В ДЕТАЛЯХ КОНИЧЕСКИХ ТРИБОСИСТЕМ

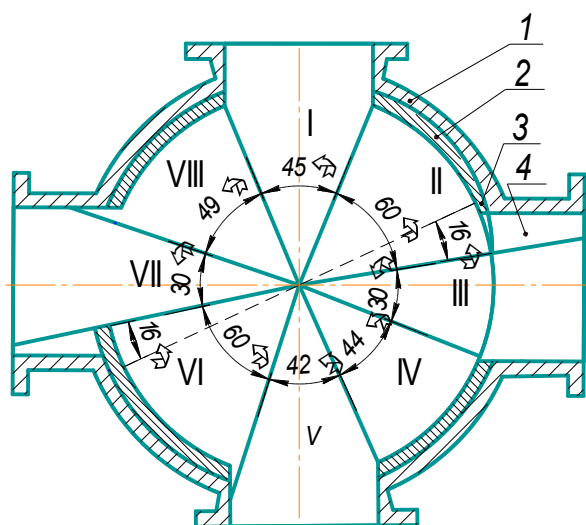
**Введение.** Гидравлический удар (ГУ) представляет собой колебательный процесс, возникающий в трубопроводе при внезапном изменении его скорости. Этот процесс является быстротечным и характеризуется чередованием резкого повышения и понижения давления. Наличие гидроударов приводит к резкому снижению эксплуатационной надежности и срока службы машин и механизмов [1].

**Постановка задачи.** В литературных источниках большое количество статей посвящены повышению надежности и ремонтноспособности деталей и узлов конических трибосистем (КТС). В работах [2, 3] описывается физическая природа образования гидроударов в карманах вращающегося ротора питателя КТС.

Однако в этих работах отсутствует информация о влиянии гидроударов на колебательный процесс ротора, зазоры в питателе, численные значения физических величин при разных оборотах ротора и формирование износа в сопряжениях деталей КТС.

Целью исследования является фиксирование на геометрических моделях и действующих промышленных установках изменения физических величин и образования гидроударов при разных оборотах ротора КТС, а также изучение колебательных процессов ротора, изменения зазора в нем, влияния колебаний гидросмеси на износ деталей питателя КТС.

**Результаты работы.** Для решения поставленных задач использована действующая промышленная установка



I и V – окна загрузки; III и VII – окна выгрузки;  
II, IV, VIII – рабочие поверхности между окнами

Рисунок 1 – Поперечное сечение корпуса

и геометрическая модель поперечного сечения ротора, корпуса и питателя в сборке, разделенные на 10 равных секторов [2], и поперечное сечение корпуса (рис.1) с разделением его на характерные участки, из которых на участках II и VI корпуса приходится по  $60^\circ$ , из них на холодильник приходится  $16^\circ$ . На основании кинематических характеристик на геометрических моделях и промышленных установках питателя шведской фирмы Камюр производительности 500 тонн/сут получен ряд закономерностей.

Определение изменения

физических величин в деталях КТС при образовании гидроударов выполняется на промышленных установках.

1. Были использованы частоты вращения ротора 3, 5 и 8 оборотов в минуту. При этом продолжительность одного оборота ротора соответственно равна 20, 12 и 7,5 с. (табл.1).

Таблица 1 – Изменение физических величин при образовании гидроударов в питателе КТС

Физические характеристики	Частоты вращения ротора, N, мин <sup>-1</sup>			Формула
	3	5	8	
1. Время одного оборота ротора, $t_p$ , с	20	12	7,5	$t_p = \frac{60}{n}$
2. Дуговые градусы холодильников корпуса, $\alpha_x^{II}$ и $\alpha_x^{VI}$ , град.	16°	16°	16°	$\alpha_x^{II} = \alpha_x^{VI} = 16^\circ$
3. Дуговой градус ротора, сопрягаемый с холодильником корпуса, $\alpha_p$	16°	16°	16°	$\alpha_{px} = 16^\circ$
4. Максимальная величина зазора в холодильнике, $\delta_x$ , мм	8	8	8	$\delta_x = 8$
5. Время формирования мягкого гидроудара, $T_{z,yd.}$	0,888	0,533	0,33	$T_{z,yd.} = \frac{\alpha_x^{II}(\alpha_{px})}{6 \cdot n}$
6. Скорость изменения зазора в холодильнике, $V_x$ , мм/с	9,01	15,0	24,24	$V_x = \frac{\delta_x}{T_{z,yd.}}$
7. Ускорение изменения зазора в холодильнике, $a_x$ , мм/с <sup>2</sup>	10,14	28,14	73,14	$a_x = \frac{a_x}{T_{z,yd.}}$
8. Время распространения гидроударов в кармане ротора, $T_{p,z,yd.}$ , с.	2,11	1,2665	0,781	$T_{p,z,yd.} = \frac{\alpha_p^I}{\sigma \cdot n}$
9. Амплитуда колебаний ротора в осевом направлении, $A_p$ , мм	1,0	1,0	1,0	$A_p = 1,0$
	2,0	2,0	2,0	$A_p = 2,0$
	3,0	3,0	3,0	$A_p = 3,0$
10. Амплитуда виброколебаний зазора в питателе основных и средних перемычек ротора и корпуса $a_k$ при амплитудах колебаний ротора $A_p$ , мкм	25	25	25	$a_k = A_p \cdot \frac{\kappa}{2}$ $A_p \sin \alpha$
	50	50	50	
	75	75	75	
11. Окружная скорость ротора, $V_{ck}$ , м/с	0,135	0,225	0,36°	$V_{ck} = \frac{\pi \cdot n \cdot d_{cp}}{60}$
12. Количество гидроударов в карманах ротора за один оборот, N	8	8	8	$N = 8$
13. Время одного гидроудара, $t_z$ , с	2,5	1,5	0,9375	$t_z = \frac{t_z}{N}$
14. Период колебаний ротора (зазора), $T_p(T_z)$ , с	5	3	1,875	$t_p(T_z) = 2t_p$
15. Частота колебаний ротора ( $\phi_p; \phi_z$ ), с <sup>-1</sup>	0,2	0,33	0,53	$t_p = t_p = t_z = \frac{1}{T_p}$

В табл.1 приведены результаты вычислений и формулы для их определения:

$$t_0 = \frac{60}{n} = \frac{60}{3(5;8)} = 20(12;7,5), \quad (1)$$

где  $t_0$  – время одного оборота ротора, с;

$n$  – частота вращения ротора, об/мин.

2. Определяются углы секторов поперечного сечения корпуса, приходящих на холодильник, т.е. участки, на которые приходится смягчение (сглаживание) гидроударов. На них приходится по  $16^0$  на II-м и VI-м участках корпуса.

3. Углы участков холодильников корпуса в секторах равны  $\alpha_x^{II} = \alpha_x^{VI} = 16^0$ .

4. На холодильниках корпуса фрезеруются кольцевые выработки, в которых на длине  $16^0$  величина зазора увеличивается от 0 до 8 мм у кромки окон III участка корпуса.

5. На участках холодильников корпуса при совпадении углов корпуса  $\alpha_k^{II}$  и ротора  $\alpha_{p.x}$  начинают формироваться мягкие гидроудары, время которых можно определить по формуле:

$$T_{z.yd.} = \frac{\alpha_x^{II}(\alpha_{p.x.})}{6n} = \frac{16^0(16^0)}{6 \cdot 3} = 0,887 = 0,888 \text{ с}, \quad (2)$$

где  $T_{z.yd.}$  – время формирования мягкого гидроудара, с.

6. Определяется скорость изменения зазора в холодильнике при повороте ротора на  $\alpha_{p.x.} = 16^0$ :

$$V = \frac{\delta_x}{\dot{\alpha}_{\dot{a}. \dot{a}\dot{a}.}} = \frac{8}{0,888} = 10,14, \quad (3)$$

где  $V$  – скорость изменения зазора в холодильнике, мм/с.

7. Ускорение изменения зазора в холодильнике корпуса определяется по формуле

$$Q_x = \frac{V_x}{\dot{\alpha}_{\dot{a}. \dot{a}\dot{a}.}} = \frac{10,14}{0,888} = 11,4189. \quad (4)$$

8. Величину зазора в холодильнике в любой момент можно определить по формуле

$$S_x = V_x \cdot T_{z.yd.} = 9 \cdot 0,888 = 8 \text{ мм}. \quad (5)$$

9. Гидроудар, образующийся в питателе КТС, условно можно разделить на два периода: первый период – это время формирования мягкого гидроудара в холодильниках  $T_{г.уд}$  и второй период – это время распространения гидроудара в кармане ротора, определяемое по формуле

$$T_{p.z.yd.} = \frac{l_{II}(l_k)}{V} = \frac{\alpha_{cp} / 2 \cdot \alpha_p^{II} \cdot \pi / 180}{\frac{\pi \cdot n \cdot \alpha_{cp}}{60}} = \frac{\alpha_p^{II}(\alpha_k)}{6n} = \frac{38^0}{6 \cdot 3} = 2,11, \quad (6)$$

где  $T_{p.z.yd.}$  – время распространения гидроудара в кармане вращающегося ротора, с;

$\alpha_p^{II} = 38^0$  – дуговой градус окон сквозных карманов ротора в поперечном сечении, град.

10. Под действием гидроударов в кармане ротора согласно работе [3] возбуждаются вибрации ротора. Вибрации ротора на действующей установке определяются с использованием универсального виброизмерительного прибора модели ВУ043-

«Янтарь» и акселерометра пьезоэлектрического типа модели РА023-А со встроенным вибропреобразователем, обеспечивающим высокую чувствительность. На основании исследований было установлено, что амплитуда колебаний ротора в осевом направлении под действием гидроударов колеблется от 1 до 3 мм и зависит от времени компенсации зазора. При компенсации зазора в питателе один раз в сутки амплитуда колебаний  $A_a=2000-3000$  МКМ.

11. Амплитуда колебаний в питателе или амплитуда колебаний гидросмеси (щелочи, абразивных частиц и щепы) в зазоре деталей питателя определяется по формуле

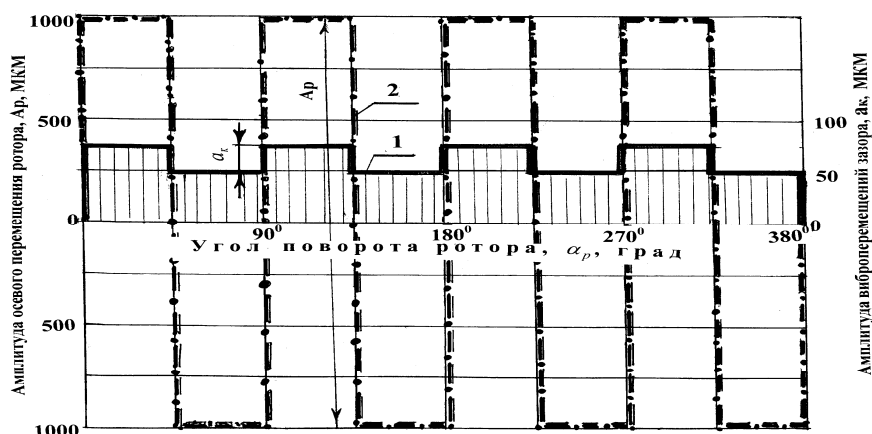
$$a_k = A_p \cdot \frac{\kappa}{2} = A_p \cdot \sin \alpha = 1000 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 25 \text{ мкм}, \quad (7)$$

где  $a_k$  – амплитуда колебаний зазора в питателе на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса, мкм;

$\kappa = 1/20$  – конусность сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса;

$\alpha = 1^{\circ}55'54''$  – угол ротора (корпуса), град.

На рис.2 приведен график зависимости амплитуды колебаний ротора и колебаний зазора в зависимости от угла поворота ротора.



$A_p$  и  $a_k$  – амплитуда колебаний ротора и зазора в питателе соответственно

Рисунок 2 – Зависимость амплитуды колебаний ротора (2) и колебаний зазора (1) в питателе КТС в зависимости от угла поворота ротора

12. Определяем окружную скорость ротора (скорость скольжения) по формуле

$$V_{ck} = \omega \cdot \frac{\alpha_{cp}}{2} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{d_{cp}}{2} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 0,86}{30 \cdot 2} = 0,135, \quad (8)$$

где  $V_{ck}$  – окружная скорость ротора (скольжения), м/с.

13. Количество гидравлических ударов зависит от количества сквозных карманов ротора (их четыре) и от того, сколько раз за оборот ротор сопрягается с окном корпуса высокого давления (один карман ротора два раза за оборот сопрягается с окнами высокого давления). Таким образом, общее количество гидроударов в 4-х карманах ротора равно 8-ми и не зависит от частоты вращения ротора.

14. Время образования и продолжительность одного гидроудара

$$t_a = \frac{t_p}{N} = \frac{20}{8} = 2,5. \quad (9)$$

15. Определяем период колебания ротора (период колебаний зазора в питателе) по формуле (рис.2)

$$T_p = T_3 = 2 \cdot t_r = 2 \cdot \frac{t_p}{N} = 2 \cdot \frac{20}{8} = 5, \quad (10)$$

где  $T_p$  и  $T_3$  – периоды колебаний ротора и зазора в питателе, с.

16. Частоту колебаний ротора (частота колебаний зазора) определяем по формуле

$$f_p = f_3 = \frac{1}{T_p} \left( \frac{1}{T_3} \right) = \frac{1}{5} = 0,2. \quad (11)$$

Анализ формулы (10) и табл.1 показывает, что в вибрирующем зазоре за один оборот ротора происходит четыре раза уменьшение и увеличение зазора. При этом происходит деформация, разрушение абразивных частиц и их выталкивание из вибрирующего зазора.

Анализ проб щелочи, взятых на действующих промышленных установках, показывает, что в щелочи содержатся частицы, размеры которых достигают 25, 50, 100 и больше МКМ, т.е. твердые частицы, соизмеримые с размерами вибрирующего зазора.

В настоящее время на действующих промышленных установках используют различные методы очистки щелочи, щепы и гидросмеси. В частности, на питателях КТС используются циклоны, которые за сутки из щелочи в питателе КТС отделяет 100-200 кг твердых частиц (уголь, шлак, шлам, галька, глина, гравий, песок и т.д.). Преимущество циклонов состоит в том, что они отделяют 97% твердых частиц из щелочного раствора, а недостаток – что отделяют только крупные твердые частицы, а твердые частицы размером 25, 50, 100 МКМ они не могут отделять. Поэтому в щелочных растворах промышленных установок имеется немало мелких фракций твердых частиц, которые достигают 3-5% от всего количества гидросмеси.

Учитывая вышеизложенное, можно считать, что на основаниях и средних перемычках ротора имеется особый вид износа состоящий из: 1) скольжения участков ротора относительно корпуса; 2) виброколебания зазора и амплитудных колебаний ротора; 3) возрастания и выталкивания щелочи из зазора; 4) разрушения и деформации твердых частиц в вибрирующем зазоре; 5) разрушения и износа сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса с образованием зеркальной поверхности.

**Выводы.** 1. Роторный питатель КТС, кроме загрузки варочного котла гидросмесью, выполняет функции запорного устройства. Он отделяет область высокого давления 1,2 МПа от области низкого давления 0,15 МПа.

2. При возрастании давления в кармане ротора от 0,15 до 1,2 МПа в нем образуются гидроудары.

3. Гидроудары в питателе КТС обуславливают:

- колебания ротора в осевом направлении;
- виброколебания зазора на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса;
- всасывание и выталкивание щелочи, содержащей твердые частицы в вибрирующем зазоре;
- деформацию и разрушение абразивных частиц в зазоре;
- износ и разрушение в зазоре сопрягаемых поверхностей оснований и средних перемычек ротора и корпуса;
- формирование зеркальной поверхности в зоне граничного трения.

4. Установлено, что с увеличением частоты вращения ротора с 7,5 до 20 мин<sup>-1</sup> продолжительность формирования гидроударов в карманах вращающегося ротора

уменьшается с 2,5 с. до 0,93 с., т.е. на 60%, что снижает эксплуатационную способность питателя более чем в два раза.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. – [2 изд.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Нечаев Г.И., Камель Г.И. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.
3. Камель Г.И. Снижение гидроударов по торцу вращающегося ротора Камюр / Г.И.Камель, А.Г.Яковлева // Сб. науч. тр.: строительство, материаловедение, машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА. – 2006. – Вып. 36, ч. 3. – С.32-36.

Поступила в редколлегию 08.10.2013.

УДК 676.163.022;62-932

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор  
ФИНЧУК О.В.\*, магистр  
ШАПОВАЛ М.В., магистр  
КРИЦКИЙ М.В., студент

Днепродзержинский государственный технический университет  
\*Запорожский национальный технический университет

### **ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ КОНУСНОСТИ В КОНИЧЕСКИХ ТРИБОУЗЛАХ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

**Ведение.** В настоящее время актуальной представляется задача изучения влияния на конусность конструктивных параметров, механических свойств материалов, дифференцированной наплавки на участки ротора и корпуса с учетом износа.

Многолетние наблюдения за работой коническо-механических систем (КМС) на примере роторных питателей шведской фирмы Камюр, японской фирмы Пандия и немецкой фирмы Бауэр показали, что после ремонтно-восстановительных работ на вновь изготовленных роторных питателях имеют место следующие явления: 1) равномерный износ на участках граничного трения; 2) суммарный износ между ротором и корпусом распределяется в зависимости от износостойкости используемых материалов; 3) распределение износа между ротором и корпусом происходит в большей мере на основаниях и меньшей – на средних перемычках и практически отсутствует на остальных рабочих поверхностях ротора и корпуса; 4) конусность на сопрягаемых поверхностях ротора во время эксплуатации сохраняется постоянной.

**Постановка задачи.** В литературных источниках отсутствует информация о влиянии износостойкости материалов сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса на их конусность. Целью работы является установление влияния на конусность сопрягаемых поверхностей: износостойкости используемых материалов, распределения суммарного износа между двумя сопрягаемыми деталями, наплавки оснований ротора и корпуса разными износостойкими материалами.

**Результаты работы.** Согласно работам [1, 2] конусность, прижим ротора и суммарный износ любого конического роторного питателя связаны между собой и определяются по формуле (рис.1, а-з):

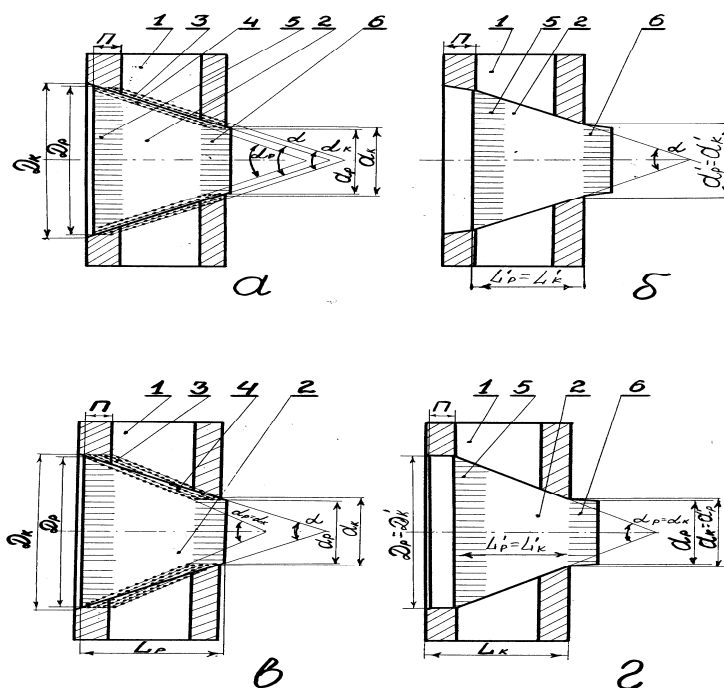
$$S = S_p + S_k = \frac{\Pi \cdot K}{2}, \quad (1)$$

где  $S, S_p, S_k$  – средний суммарный износ питателя, ротора и корпуса, мм;

$\Pi$  – прижим ротора, мм;

$K$  – конусность сопрягаемых поверхностей.

Анализ формулы (1) показывает, что рассматриваемые величины имеют среднее значение в течение всей эксплуатации.  $S_p, S_k$  – это средние значения на основаниях и средних перемышках ротора и корпуса при условии, что в роторе наплавка выполняется материалами, имеющими одинаковую износостойкость, а материал рубашки корпуса изготовлен из стали 40X13 или из монель-металла.



$a, б$  – продольный разрез питателя в известной схеме до и после эксплуатации;

$в, г$  – продольный разрез питателя в новой схеме до и после эксплуатации;

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – износ корпуса; 4 – износ ротора;

5, 6 – большее и меньшее основания ротора;

7, 8 – большее и меньшее основания корпуса;

$\alpha, \alpha_p, \alpha_k$  – углы конусности питателя, ротора и корпуса;

$D_p$  и  $D_k$  – большие диаметры ротора и корпуса;  $d_p$  и  $d_k$  – меньшие диаметры ротора и корпуса;

$D'_p, D'_k, d'_p, d'_k$  – то же после эксплуатации;

$\Pi$  – прижим ротора;  $L_p, L_k$  – длины ротора и корпуса;  $S_p, S_k$  – износ ротора и корпуса

Рисунок 1 – Особенности компенсации износа в коническо-механических системах

На рис.1,  $a$  и  $б$  представлена продольная схема известного роторного питателя до и после эксплуатации. Вся рабочая коническая поверхность ротора наплавлялась под слоем флюса АН-20 с использованием сварочной проволоки СВ-08Х25Н13. Материал

рубашки корпуса – монель-металл. Величина износа ротора и корпуса определяется с помощью мерительного инструмента на больших и меньших основаниях и рассчитывается по формулам:

$$\begin{aligned} S_{p\bar{b}} &= \frac{D'_p - D_p}{2}; & S_{pM} &= \frac{d_p - d'_p}{2}; \\ S_{K\bar{b}} &= \frac{D'_K - D_K}{2}; & S_{KM} &= \frac{d'_K - d_K}{2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $S_{p\bar{b}}$  и  $S_{pM}$  – износ ротора на большем и меньшем основаниях ротора, мм;

$S_{K\bar{b}}$  и  $S_{KM}$  – износ корпуса на большем и меньшем основаниях корпуса, мм;

$D_p, d_p, D_K, d_K$  и  $D'_p, d'_p, D'_K, d'_K$  – диаметры оснований ротора и корпуса до и после эксплуатации.

Результаты обработки экспериментальных данных, полученных с помощью мерительного инструмента, показывают, что  $S_{p\bar{b}} = S_{pM} = 1,5$  мм, то есть имеет место равномерный износ оснований ротора и корпуса. При помощи формулы (1) определяется конусность ротора и корпуса:

$$\begin{aligned} K &= \frac{2S}{\Pi} = \frac{2(S_p + S_K)}{\Pi} = \frac{2(S_{p\bar{b}} + S_{K\bar{b}})}{\Pi} = \frac{2(S_{pM} + S_{KM})}{\Pi}, \quad (3) \\ K &= \frac{2 \cdot 2,5}{100} = \frac{1}{20} = \frac{2(1+1,5)}{100} = \frac{1}{20} = \frac{2(1+1,5)}{100} = \frac{2(1+1,5)}{100} = \frac{1}{20}. \end{aligned}$$

Из анализа формулы (3) видно, что конусности питателя, ротора и корпуса во время эксплуатации сохраняются постоянными (рис.1, а):

$$K = K_p = K_K = \frac{1}{20}, \quad (4)$$

где  $K, K_p, K_K$  – конусности деталей питателя до эксплуатации, а ротора и корпуса – после эксплуатации.

На рис.1, в и г приведена новая продольная схема роторного питателя, в котором большее основание 5 ротора и меньшее основание 8 корпуса изготовлены из износостойкого материала 40X13 ( $\varepsilon \rightarrow \infty$ ), а большее основание 7 корпуса и меньшее основание 6 ротора изготовлены из монель-металла, обладающего меньшей износостойкостью ( $\varepsilon = 0$ ). При такой схеме после эксплуатации определяется величина износа на основаниях ротора и корпуса с помощью мерительного инструмента с привлечением формулы (2).

Результаты замеров показывают, что

$$S_{p\bar{b}} = 0; \quad S_{pM} = 2,5 \text{ мм}; \quad S_{K\bar{b}} = 2,5 \text{ мм}; \quad S_{KM} = 0.$$

Конусность на рабочих поверхностях ротора и корпуса после эксплуатации определяется по формулам:

– для корпуса:

$$K_{KK} = \frac{(D_K + 2S_{K\bar{b}}) - (d_K + 2S_{KM})}{L_K} = \frac{(D_K - d_K) - (2S_{KM} - 2S_{K\bar{b}})}{L_K} =$$



$$= \frac{(D_K - d_K)}{L_K} - \frac{(2S_{KM} - 2S_{K\bar{b}})}{L_K} = K - \frac{(2S_{KM} - 2S_{K\bar{b}})}{L_K}, \quad (5)$$

$$K_{KK} = \frac{1}{20} - \frac{(2 \cdot 0 - 2 \cdot 2,5)}{1000} = \frac{1}{20} + \frac{1}{200} = 0,05 + 0,005 = 0,055 = 100\% + 10\%.$$

– для ротора:

$$K_{kp} = \frac{(D_p + 2S_{p\bar{b}}) - (d_K + 2S_{pM})}{L_p} = \frac{(D_p - d_p) - (2S_{pM} - 2S_{p\bar{b}})}{L_p} = \frac{(D_p - d_p)}{L_p} - \frac{(2S_{pM} - 2S_{p\bar{b}})}{L_p}, \quad (6)$$

$$K_{kp} = \frac{1}{20} - \frac{0 - 2 \cdot 2,5}{1000} = \frac{1}{20} + \frac{1}{200} = 0,05 + 0,005 = 0,055 = 100\% + 10\%.$$

На основании анализа формул (5) и (6) видно, что в процессе эксплуатации происходит увеличение конусности, величина которой зависит от исходной конусности и величины прижима ротора.

При переходе с конусности 1/20 на конусность 1/10 все основные закономерности сохраняются:

$$K_{KK} = K - \frac{(2S_{KM} - 2S_{K\bar{b}})}{L_K} = \frac{1}{10} - \frac{(2 \cdot 0 - 2 \cdot 5)}{1000} = \frac{1}{10} + \frac{1}{100} = 0,1 + 0,01 = 0,11; \quad K_{KK} = 100\% + 10\%.$$

В табл.1 приведены данные влияния износостойкости материалов оснований ротора и корпуса на изменение конусности в конце эксплуатации.

Таблица 1 – Влияние износостойкости материалов поплавка оснований ротора и корпуса на конусность ротора, корпуса питателя при  $D_{cp} = 860$  мм,  $L_p = L_K = 1000$  мм

№ п/п	Ротор		Корпус		Относительная износостойкость $\varepsilon_{p\bar{b}} = \frac{S_{p\bar{b}}}{S_{K\bar{b}}}$	Исходная конусность, $K$	Приращение конусности, $K_{II}$	Конусность в конце эксплуатации, $K_K$	$K_K, \%$
	Износ на большем основании, $S_{p\bar{b}}$	Износ на меньшем основании, $S_{pM}$	Износ на большем основании, $S_{K\bar{b}}$	Износ на меньшем основании, $S_{KM}$					
1	0	2,5	2,5	0	0	1/20	1/200	1/18,18	110
2	0,83	1,66	1,66	0,83	0,5	1/20	1/600	1/19,35	103,2
3	1,25	1,25	1,25	1,25	1	1/20	0	1/20	100
4	1,66	0,83	0,83	1,66	2,0	1/20	1/600	1/20,68	96,8
5	2,5	0	0	2,5	$\infty$	1/20	1/200	1/22,22	90
6	0	5	5	0	0	1/10	1/100	1/9,09	110
7	1,66	3,32	3,32	1,66	0,5	1/10	1/301,2	1/9,67	103,0
8	2,5	2,5	2,5	2,5	1	1/10	0	1/10	100
9	3,32	1,66	1,66	3,32	2,0	1/10	1/301,2	1/10,34	97
10	5	0	0	1	$\infty$	1/10	1/100	1/11,1	90

### **Выводы.**

1. При использовании для изготовления рубашки корпуса одного и того же материала монель-металла, а для ротора – наплавочного материала СВ-08Х25Н13 величина углов конусности сопряжения деталей питателя, ротора и корпуса сохраняется постоянной в процессе эксплуатации.

2. Конусность сопрягаемых деталей ротора и корпуса изменяется прямо пропорционально износостойкости используемых материалов.

3. Конусность сопрягаемых деталей питателя будет тем больше, чем больше разность в износостойкости используемых материалов.

4. С помощью выбора определенного сочетания износостойкости материалов можно изменять конусность ротора и корпуса в процессе эксплуатации.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Камель Г.И. Роторные питатели непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: ВУНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.

*Поступила в редколлегию 08.10.2013.*

УДК 676.163.022;62-932

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор  
ТРУБЧАНИКОВА К.В.\*, магистр  
КРЮКОВ Ю.О., магистр  
СУСЛОВА В.С., студентка

Днепродзержинский государственный технический университет

\*Запорожский национальный технический университет

### **ВЫБОР МАТЕРИАЛА АНТИФРИКЦИОННОЙ ПАРЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КОНИЧЕСКИХ ТРИБОУЗЛОВ**

**Введение.** В последние 35-40 лет на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности России успешно эксплуатируются более 40 установок непрерывной варки целлюлозы Шведской фирмы Камюр, которые выпускают более 80% товарной целлюлозы. Наиболее сложным и ответственным узлом загрузочного тракта установки Камюр являются роторные питатели, которые в течение года непрерывно должны загружать варочный котёл (давление 1,2 МПа, температура щелочи 180°C) технологической щепой. Опыт эксплуатации питателей показал их недостаточную надёжность и производительность. Срок службы питателей непредсказуемый и колеблется от 1-го до 6-и месяцев. Наибольшее число отказов имеет место при выполнении компенсации критического зазора (ККЗ), что составляет 95% от общего количества отказов. При ККЗ имеет место граничное трение на 20% сопрягаемых поверхностей деталей питателя, что сопровождается эффектом заклинивания, схватывания и заедания вращающегося ротора относительно втулки корпуса. Чтобы обеспечить необходимую работоспособность питателя, фирма Камюр предложила антифрикционную пару: ротор изготавливается из нержавеющей стали типа IX13, а втулка – из монель-металла (химсостав в %: С=0,06%; Si=3,2-3,5; Ni=46,3-48,3; Cu=46,6-48,6; Mn=0,06; P=0,03; S=0,03; твёрдость 300-350НВ), которая хорошо работает в щелочной среде.

Продолжительность ККЗ составляет 30-80 секунд, а время между ККЗ колеблется от трёх до семи суток, и в этот период рабочие поверхности ротора и втулки подвергаются интенсивному гидроабразивному износу при малых углах атаки. Испытания материалов на лабораторной установке показали, что монель-металл имеет низкую гидроабразивную стойкость, примерно в 3,0-3,5 раза меньше, чем нержавеющая сталь 10X12НДЛ-II. Кроме того, втулка имеет большие габариты: длина 1,2 м; диаметр 1,0 м и толщина 60 мм, что затрудняет получение качественной заготовки в производственных условиях.

**Постановка задачи.** На протяжении последних 30-и лет на предприятиях отрасли находятся в эксплуатации роторы из разных материалов, подвергающиеся более 10-15 раз восстановительной многослойной наплавке при ремонте, что повышает риск безопасной эксплуатации питателей. В отечественной и зарубежной литературе отсутствует информация о предпочтительных материалах для изготовления роторов.

Целью исследования является выбор материалов для изготовления и ремонта деталей конических трибоузлов, анализ химического состава, механических свойств и термообработки роторов из нержавеющей стали, влияющих на эксплуатационную надёжность деталей конических трибоузлов.

**Результаты работы.** В свое время выполнена научно-исследовательская работа по изготовлению втулок из материала, обладающего высокой износостойкостью, хорошими литейными свойствами и низкой стоимостью.

Для проведения этой работы была приобретена партия заготовок в количестве 20 штук на ПО Ижевсмаш, полученных центробежным способом из нержавеющей стали 10X12НДЛ-II по ГОСТ 2176-77 аустенитно-ферритного класса следующего химсостава, %: С=0,08; Cr=12-13; Ni=1,1-1,5; Si=0,17-0,4; Mn=0,2-0,6; Cu=0,8-1,1; Su и P не более 0,02. Заготовки подвергались нормализации, нагреву до 940-960°C, охлаждению на воздухе или закалке при температуре 950-1050°C со скоростью 30°C/час, отпуску при температуре 650-660°C. После термической обработки сталь имела следующие механические свойства:  $\sigma_T \geq 450$  МПа;  $\sigma_B \leq 650$  МПа;  $\delta \geq 14\%$ ;  $\psi \geq 30\%$ ;  $a_n = 300$  кДж/м<sup>2</sup>. Данный материал хорошо сваривается и обрабатывается резанием.

Однако твердость по Бринелю такого материала не превышает НВ = 220-235 единиц. Для повышения износостойкости втулок разработаны рациональные износостойкие наплавки в местах максимального износа [1].

Испытания показали удовлетворительные результаты. Опыт эксплуатации втулок из стали 10X12НДЛ-II показал, что для сохранения высокой надёжности работы питателей необходимо руководствоваться комплексом мероприятий: 1 – конструктивными; 2 – технологическими; 3 – эксплуатационными и 4 – рациональной технологией ремонта ротора.

### **1. Конструктивные мероприятия.**

1.1. Использование при эксплуатации ротора и втулки конусности 1:15 и 1:10 вместо конусности по технологии 1:20 позволяет избавиться от самозаклинивания ротора во втулке за счёт увеличения выталкивающей силы, действующей на ротор. При этом срок службы питателя увеличивается в 1,3-2,0 раза.

1.2. Введение цилиндрических участков на роторе и втулке позволяет уменьшить площадь сопряжения между ротором и втулкой, что снижает граничное трение в питателе.

1.3. Использование ступенчатой конструкции втулки позволяет упростить технологию изготовления втулок на литейном участке комбината.

1.4. Одновременное использование ступенчатой конструкции втулки и ротора позволяет снизить граничное трение в питателе, увеличить надёжность и срок службы.

1.5. Использование на основаниях втулки корпуса абразивных пластин или в специальных канавках на роторе и втулке порошкообразных абразивных частиц, которые в процессе ККЗ ускоряют износ трущихся поверхностей, снижает эффект заклинивания ротора во втулке.

## **2. Технологические мероприятия.**

2.1. Обеспечение антифрикционной пары в питателе: монель-металл – нержавеющая сталь, для чего основания и средняя перемычка ротора наплавляются композитной проволокой из монель-метала под слоем флюса.

2.2. Введение режущих углов на кромках окон втулки и ротора, которые позволяют эффективно срезать щепу в питателе, снижать износ ротора, втулки и уменьшать граничное трение в питателе.

2.3. На основаниях и средней перемычке ротора вводится левая резьба, а на втулке – правая, что снижает в процессе ККЗ граничное трение. Высота профиля резьбы соизмерима с величиной суммарного износа питателя [2].

2.4. Введение специальных канавок на основаниях и средних перемычках ротора и втулки, что способствует эффективному поступлению щелочи в зону трения, чем заменяет граничное трение трением скольжения в питателе.

2.5. Обеспечение оптимальных размеров средних перемычек ротора и втулки корпуса, позволяющих стабилизировать граничное трение в питателе.

## **3. Эксплуатационные мероприятия.**

3.1. Внедрение принудительной микротолчковой компенсации зазора (ПМТКЗ) позволяет заменить граничное трение в питателе трением скольжения. При этом нагрузка на привод ротора снижается в 5-8 раз.

3.2. При выполнении ККЗ или ПМТКЗ производится подача черного щелока в трубу выравнивания давления через торцы корпуса питателя под избыточным давлением 1,5-1,7 МПа, что позволяет заменить граничное трение трением скольжения.

## **4. Рациональная технология ремонта ротора.**

Наплавка износостойкими материалами конической поверхности ротора при ремонте является наиболее универсальным, экономичным и широко используемым способом для восстановления и изготовления роторов питателей высокого давления (ПВД) конических трибосистем. Анализ механизма износа конической поверхности ротора показывает, что основным видом износа, определяющим ресурс работы ПВД, является гидроабразивный износ при малых углах атаки ( $\alpha=10^\circ \dots 14^\circ$ ). Процесс наплавки может выполняться с использованием: 1) ручной дуговой наплавки покрытыми электродами; 2) автоматической сварки под слоем флюса (сварочная проволока СВ-08Х25Н13 и керамический флюс на базе плавного флюса АН-20); 3) комбинированного способа ремонта (наплавки оснований и средней перемычки ротора, облицовки ротора накладками и износостойкими наплавками кромок накладок) [2].

Наплавка и облицовка поверхности ротора являются эффективным способом борьбы с износом. Масса сплава, наносимого в процессе наплавки, обычно невелика и составляет 2-5% массы ротора, что определяет высокую экономическую эффективность восстановления.

Наплавочным материалом может быть как материал упрочняемой детали, так и иной с более высокими физико-химическими характеристиками. Развитие этого метода упрочнения сводится к наплавке более износостойких материалов, чем материал упрочняемой детали.

В качестве наплавочного материала используются сварочные проволоки СВ-06Х19Н9Т, СВ-07Х25Н13, композитные сварочные проволоки из монель-металла и порошковые, такие как СНГН-50 с добавлением карбида бора и карбида кремния.

Износостойкость наплавочных материалов существенным образом зависит от типа и количества карбидной фазы в сплавах. Карбиды способствуют также сохране-

нию устойчивости структуры сплава при эксплуатации, усложненной повышенной температурой щелочи (180°C).

В качестве материала для облицовки конической поверхности ротора используются листы холоднокатаной стали типа 12X18H10T толщиной 10, 16 и 20 мм, шириной 700 мм и длиной 2000 мм, получаемой согласно ГОСТ, листы  $\frac{A10\text{ГОСТ}19903 - 74}{12X18H10T\text{ГОСТ}7550 - 77}$

и  $\frac{A - 10\tilde{A}\tilde{I}\tilde{N}\tilde{O} 19904 - 90}{40\tilde{O}13\tilde{A}\tilde{I}\tilde{N}\tilde{O} 5582 - 75}$ , где А и Б – соответственно высокая и нормальная точность

прокатки листа. Могут быть использованы листы горячекатаного производства: 12X18H10T толщиной 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16 мм, ХН38ВТ (ЭК 703) толщиной 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16 мм; ХН60ВТ (ЭМ 868, ВЖ-98) толщиной 5, 7, 9, 14 мм.

Данные материалы хорошо поддаются плазменной резке, гибке, сварке и мехобработке. Для повышения износостойкости накладок используется способ износостойкой наплавки кромок по местам максимального износа. Для этой цели используется плазменная наплавка износостойкими порошками СНГН-50 с добавлением карбида кремния или бора до 30% или плазменная износостойкая наплавка.

Наиболее износостойкими являются материалы на базе порошков СНГН-50 с добавкой до 30% карбида бора, которому отдается предпочтение для наплавки кромок накладок.

Состав флюса для наплавки ротора выбирается таким образом, чтобы: 1) получать стабильное плавление электрода; 2) свободно удалять флюс; 3) удовлетворительно формировать основной металл наплавлением; 4) обеспечить минимальный и равномерный провар; 5) удовлетворительно формировать валики; 6) обеспечить хорошую отделяемость шлаковой корки. Одним из основных факторов, определяющих выбор флюса, является химический состав наплавленного металла. Наплавку проволоки СВ-07Х25Н13 и композитной проволоки (монель-металл) рекомендуется выполнять с применением флюсов АН-26 и АН-20. Они при этом обеспечивают хорошее формирование валиков, малую склонность к образованию пор и удовлетворительную отделяемость шлаковой корки. Флюс АН-26 содержит небольшое количество СаF<sub>2</sub>, что снижает его окисляющую способность. Поэтому для наплавки основных и средних перемычек ротора проволокой из стали СВ-08Х25Н13 и композитной проволоки (монель-металл) выбирается флюс АН-26.

Результаты работы могут быть внедрены на ведущих предприятиях отрасли.

**Выводы.** В результате проведения исследования по выбору материала антифрикционной пары для изготовления деталей конических трибоузлов получено следующее:

1. Экономический эффект от замены втулки из монель-металла на нержавеющей сталь на одном питателе составил около 100 тысяч долларов.
2. Стоимость втулки в питателе снизилась с 28,5% до 3% от первоначальной стоимости питателя.
3. Увеличен срок службы питателя в 1,5-2,0 раза.
4. Улучшена эксплуатационная надежность питателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.

Поступила в редколлегию 08.10.2013.

Донбасский государственный технический университет

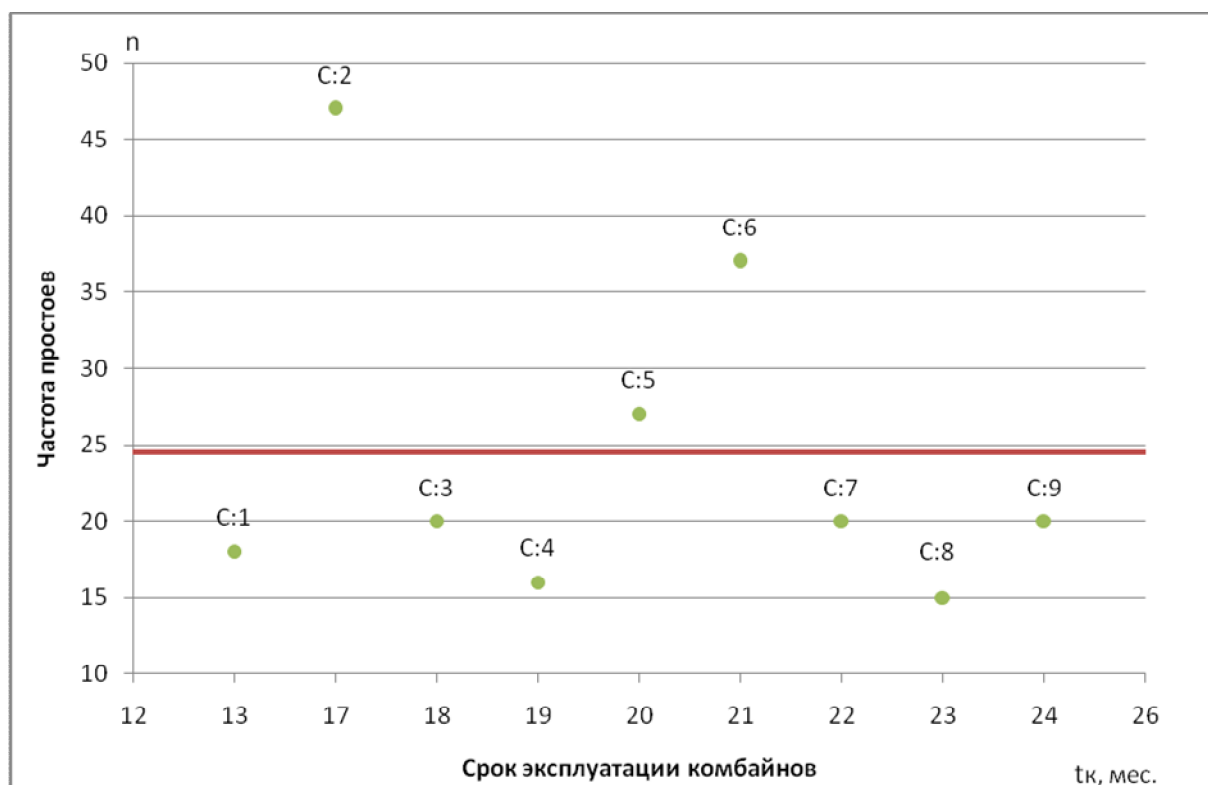
## ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ГОРНО-ШАХТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ЕГО ДИАГНОСТИКА

**Введение.** В процессе эксплуатации горно-шахтного оборудования постепенно накапливаются повреждения, которые вызывают неисправности и уменьшают сроки службы механизмов, при этом снижается их прочность, износостойкость, что приводит к отказам оборудования.

**Постановка задачи.** Приоритетным вопросом решения проблемы отказов горно-шахтного оборудования является предварительная диагностика его состояния с целью снижения частоты и длительности отказов, повышения производительности и снижение затрат на его ремонт.

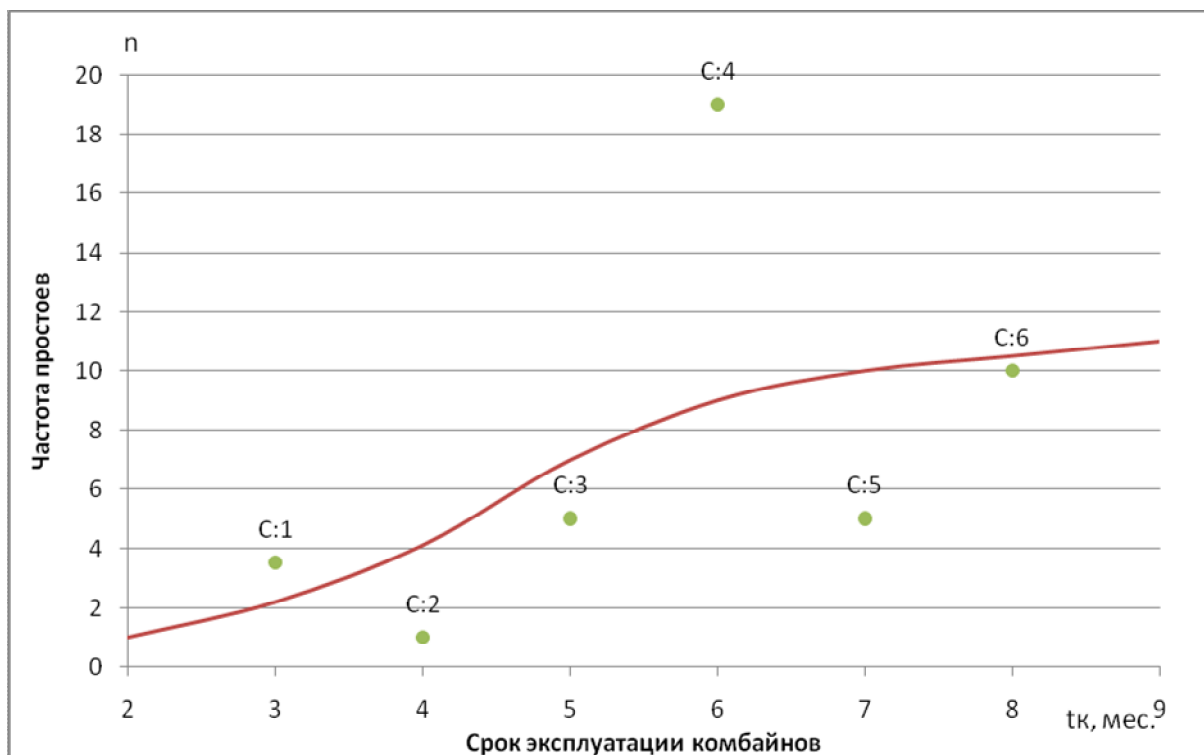
**Результаты работы.** Для увеличения безремонтного срока службы и соответственно повышения надежности горных машин необходимо в первую очередь провести мониторинг причин, продолжительности и частоты простоев горно-шахтного оборудования.

На рис.1 показаны графики изменения частоты простоев лав с течением времени для 3-х случаев: а) – очистное оборудование (угольные комбайны) не подвергалось капитальному ремонту в течение длительного, более 1 года, срока его эксплуатации; б) – очистное оборудование после капремонта; в) – новое оборудование.

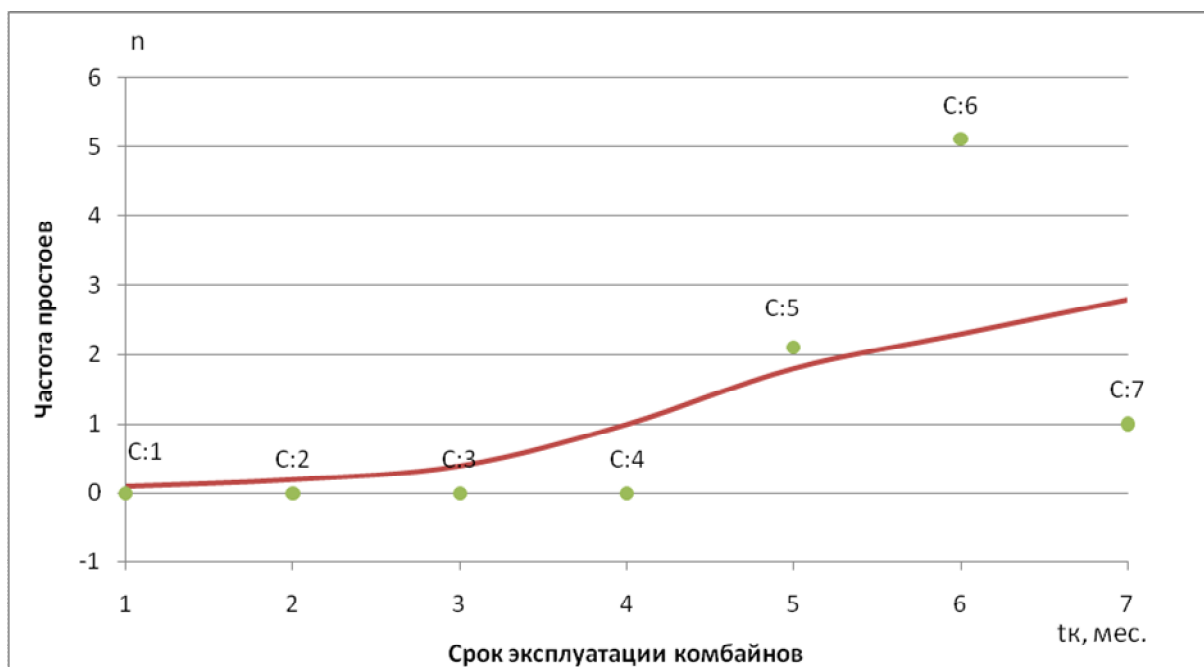


а)

Рисунок 1 – График зависимости частоты простоев от продолжительности эксплуатации комбайнов



б)



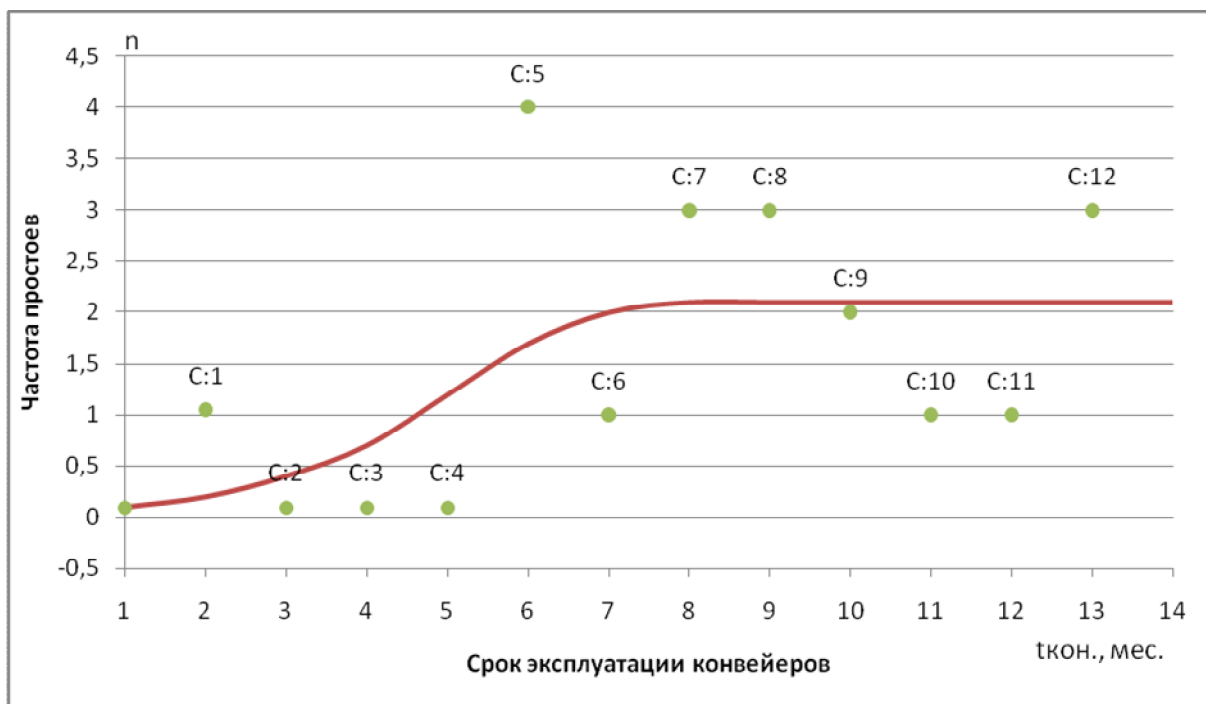
в)

Рисунок 1, лист 2

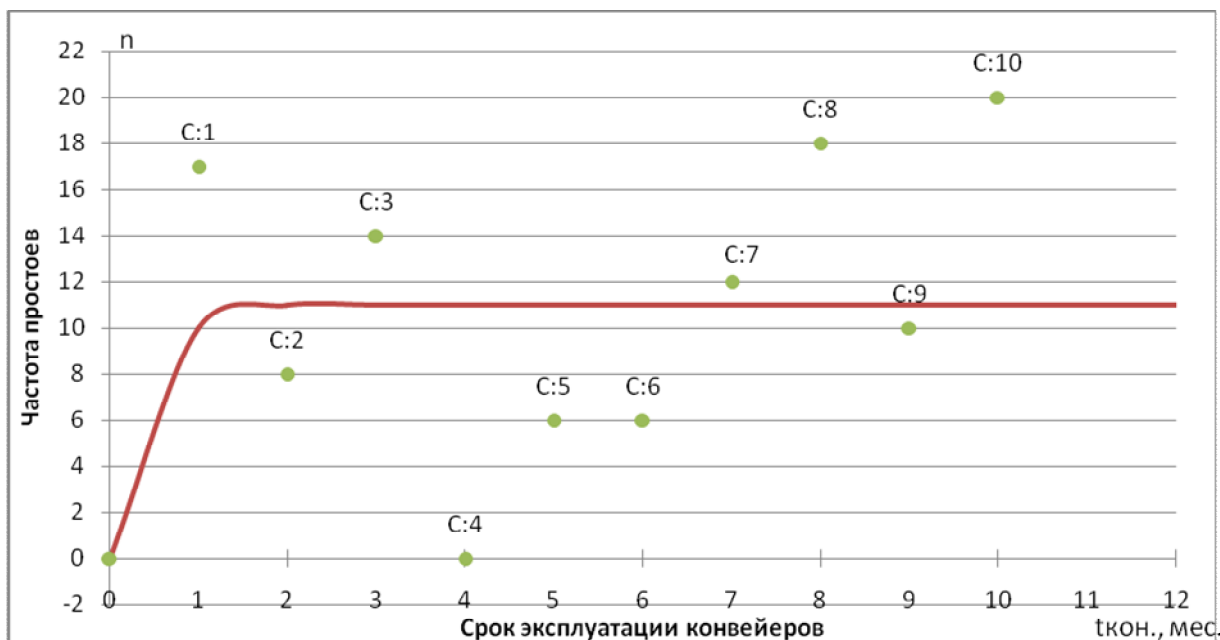
Закономерности изменения частоты простоев скребковых конвейеров показаны на рис.2.

На рис.2, а) показан график изменения частоты простоев с течением времени для новых конвейеров, на рис.2, б) – для забойных конвейеров после капремонта и на рис.2, в) – для забойных конвейеров, не подвергавшихся капитальному ремонту в течение длительного, более 1 года, срока их эксплуатации.

Анализ этих графиков показывает, что для новых конвейеров особое внимание оценке их работоспособности следует уделять, начиная с 6-го месяца эксплуатации. Для конвейеров после капитального ремонта и не ремонтировавшихся оценка их работоспособности и диагностика должны проводиться с первых дней эксплуатации. При этом следует отметить, что в двух последних случаях средняя частота простоев составляет 12 и 20.



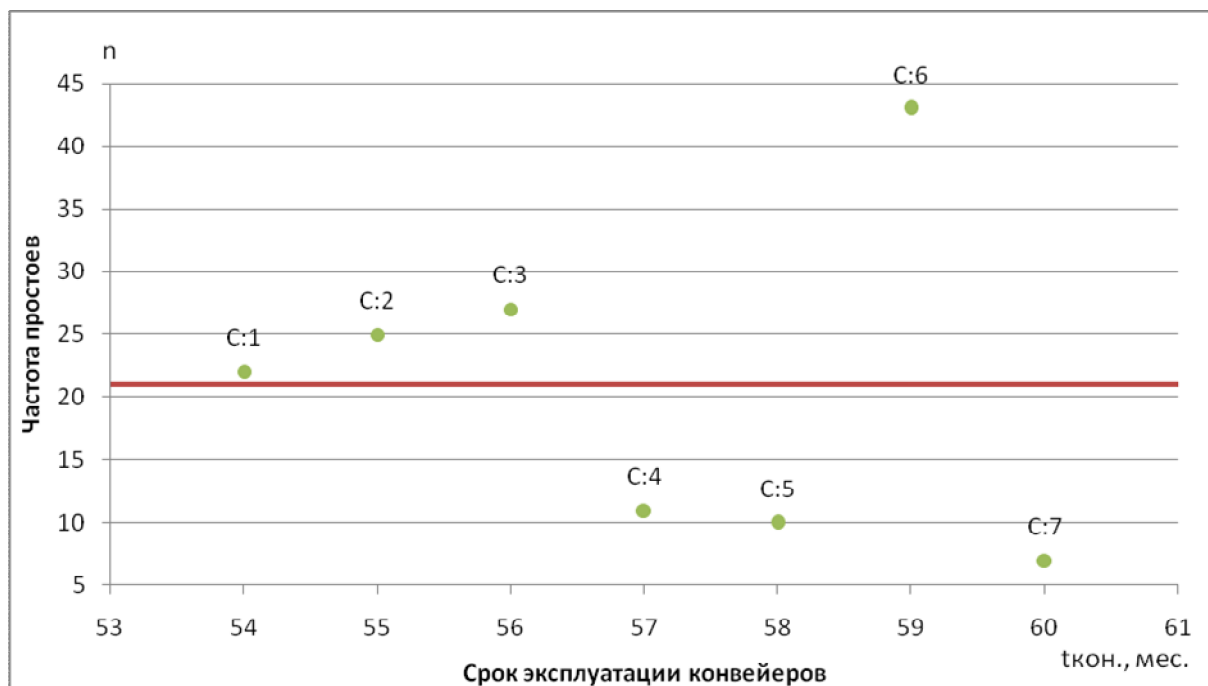
а)



б)

Рисунок 2 – График зависимости частоты простоев от продолжительности эксплуатации конвейеров





в)

Рисунок 2, лист 2

В ходе проведения анализа причин и продолжительности отказов забойного оборудования было выявлено, что во время работы узкозахватных комбайнов 1К101 и скребковых конвейеров типа СП-202 и СП-251 наиболее часто выходят из строя режущая часть, поворотный редуктор и приводная станция.

На рис.3 показаны диаграммы частоты выхода из строя отдельных узлов и деталей

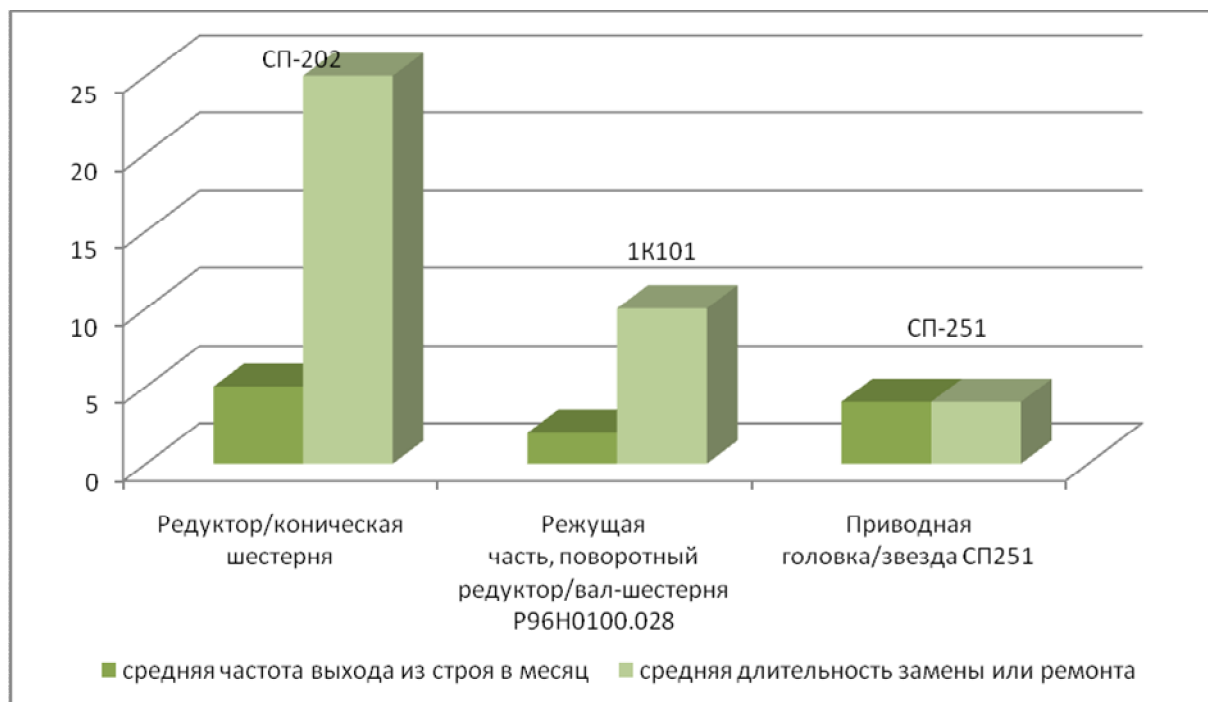


Рисунок 3 – Диаграмма частоты отказов и длительности замены узлов и деталей горных механизмов

узкозахватних комбайнов 1К101 и скребковых конвейеров типа СП-202 и СП-251. Анализ приведенных диаграмм показывает, что во время эксплуатации, например, забойного скребкового конвейера СП-202, наименее надежным элементом по свойству долговечности является коническая шестерня редуктора планетарного механизма. Длительность замены данной детали также самая продолжительная. Соответственно, при диагностике забойных конвейеров первоначальное внимание должно уделяться обследованию данной детали для изучения ее характеристик еще в рабочем состоянии и устранению неполадок задолго до ее выхода из строя.

Кроме этого установлено, что среди всех узлов и деталей скребковых конвейеров часто выходит из строя звезда приводной головки конвейера СП-251. У комбайна 1К101 наиболее часто выходит из строя вал-шестерня Р96Н0100.028.

С учетом результатов анализа при диагностике приводов конвейеров и комбайнов первоочередное внимание следует уделять указанным выше деталям и узлам.

**Выводы.** Для обеспечения успешной работы горно-шахтного оборудования в течение длительного периода времени предлагается использовать виброметр, что влечет за собой разработку соответствующей методики диагностирования состояния приводов конвейера с помощью виброметра для проведения выездного обслуживания.

Решение данной задачи позволяет заблаговременно выявлять детали и узлы, нуждающиеся в замене или ремонте и тем самым существенно сократить количество непредвиденных поломок оборудования и простоев лав, что в свою очередь ведет к повышению уровня добычи в высокопроизводительных очистных забоях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Диагностирование забойного оборудования / [Бойцов А.А., Левитес И.А., Лейко Л.Л., Шумейко С.В.]. – К.: «Техніка», 1984. – 160с.
2. Вишневецкий В.П. Надежность горной техники / Вишневецкий В.П., Палант Г.Я., Князьян Г.С. – Киев: Техника, 1973. – 100с.
3. Ремонт горно-шахтного и электрического оборудования: справ. пособие / [Гребенкин С.С., Доронин А.Д., Кабанов А.И., Минзюк А.М.]. – Донецк: «Донбас», 1992. – 159с.

*Поступила в редколлегию 22.10.2013.*

УДК 621.867.2:664

ПЕРФИЛЬЄВА Ю.М., аспірант

Дніпродзержинський державний технічний університет

### ВПЛИВ ОТВОРІВ НА МІЦНІСТЬ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ

**Вступ.** У кожній технологічній схемі переробки сільгоспсировини присутній процес миття [1]. Мийні машини, що використовуються в харчовій промисловості, металомітці, мають великі габаритні розміри та можуть пошкоджувати поверхню плодів, порушуючи їх цілісність. Для зменшення негативного впливу на поверхню плодів в транспортері мийної машини можна використати гумотканинну стрічку з отворами. Отвори, що запропоновані, змінюють механічні характеристики стрічки та вимагають розробки методики розрахунку стрічки з отворами.

**Постановка задачі.** Дослідженню напружено-деформованого стану конвеєрних стрічок присвячені роботи Бельмаса І.В., Колосова Д.Л. [2], Завгороднього Є.Х.[3],

Танцури Г.І. [4]. У відомих роботах досліджувалися гумотросові стрічки. Для тканинних стрічок питання залежності напруженого стану стрічки від наявності отворів в ній залишилось невизначеним. В роботі дослідимо напружений стан стрічки з отворами.

**Результати роботи.** Вирішимо задачу впливу отворів шляхом математичного моделювання напруженого стану гумотканинної стрічки. Для побудови математичної моделі напруженого стану конвеєрної стрічки з отворами встановимо характер залежності деформацій стрічки від прикладених зусиль.

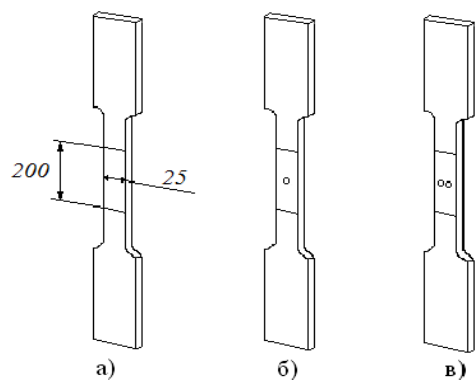


Рисунок 1 – Дослідні зразки

Для цього були виготовлені дослідні зразки трьох типів (рис.1): а) – зразок без отвору, б) – з одним отвором діаметром 5 мм, в) – з двома отворами діаметром 5 мм, розташованими рівномірно один від одного та від краю. Зразки виконано із стрічки, яка була у використанні, що пояснюється великою дисперсією розподілу експериментальних даних при використанні нової стрічки та суттєво знижує достовірність отриманих результатів.

Випробовування проведено на розривній машині типу ЦДМ-10. За результатами експериментів побудовано усереднені графіки залежності деформації стрічки від прикладеного зусилля (рис.2): а) – для суцільного зразка, б) – для зразка з одним отвором, в) – для зразка з двома отворами, г) – теоретична лінійна залежність. Встановлено зусилля руйнування.

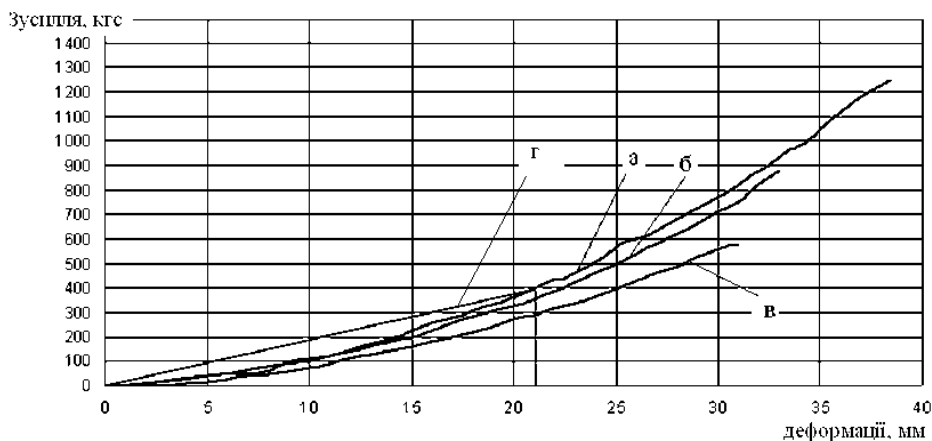


Рисунок 2 – Усереднені графіки залежності деформації стрічки від зусилля

З графіків видно, що при трикратному запасі міцності та навантаженні, що не перевищує 4 кН, залежність між деформаціями та зусиллям, прикладеним до стрічки, можна вважати лінійною. Указане дозволяє побудувати лінійну модель деформування стрічки.

Для стрічок з отворами визначимо розподіл напружень поміж нитками. Для цього використаємо методи теорії пружності. Прийmemo, що нитки не згинаються і працюють як пружні стрижні, гума передає тільки напруження зсуву. Для такого випадку прийmemo лінійний закон деформації. Тож розв'яжемо задачу з використанням лінійної теорії пружності.

Форма перерізу подовжніх ниток близька до кола. Умовно будемо вважати її квадратом зі стороною  $d$ . Розглянемо рівновагу відрізка  $i$ -тої нитки довжиною  $dx$  (рис.3).

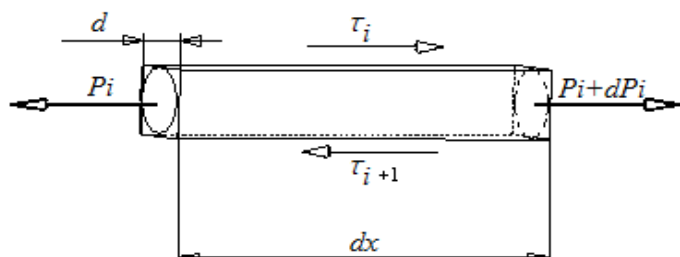


Рисунок 3 – Схема навантаження однієї нитки тканинної прокладки конвеєрної стрічки

Відповідно до схеми навантаження нитки (рис.3) умова її рівноваги

$$d(\tau_i - \tau_{i+1}) dx = dP_i \quad (1)$$

Із закону Гука

$$\tau_i = \frac{U_i - U_{i-1}}{h} \cdot G \quad (2)$$

де  $U_i$  – переміщення, м;

$h$  – відстань між сусідніми нитками, м;

$G$  – приведений модуль зсу-

ву матеріалу, розташованого між подовжніми нитками, Па.

Звідки

$$G \frac{(U_{i-1} - 2U_i + U_{i+1}))}{h} - \frac{dP_i}{dx} = 0 \quad (3)$$

Відповідно до прийнятої лінійної залежності зусилля нитках визначається залежністю

$$P_i = EF \frac{dU_i}{dx} \quad (4)$$

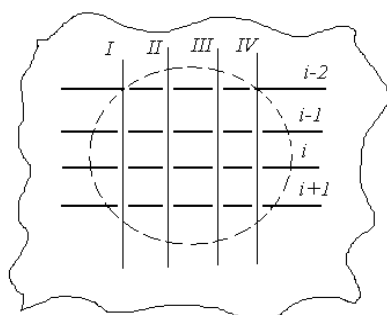
де  $P_i$  – зусилля, прикладені до кожної нитки, Н;

$E$  – приведений модуль пружності нитки, Па;

$F$  – площа перерізу нитки,  $m^2$ .

Отримані залежності (4), (5) описують рівновагу  $i$ -тої нитки.

Для усіх ниток в одній прокладці залежність (4) буде мати вигляд  $1 < i < N$ :



$i$  – номер нитки;

I, II, III, IV – січні площини

Рисунок 4 – Схема розташування отвору в стрічці

$$(EF) \frac{d^2 U_i}{dx^2} + G \frac{d(U_i - 2U_i + U_{i+1}))}{h} = 0; \quad (5)$$

$$\begin{cases} EF \frac{d^2 U_1}{dx^2} + G \frac{d(-U_1 + U_2)}{h} = 0 & i=1, \\ EF \frac{d^2 U_N}{dx^2} + G \frac{d(-U_N + U_{N-1})}{h} = 0 & i=N. \end{cases} \quad (6)$$

Система рівнянь (6) відповідає випадку відсутності розриву ниток. В отворі ця умова не виконується. В межах отвору нитки кожної тканинної прокладки стрічки відсутні. Задача в такому випадку відноситься до класу задач з багатопов'язаними областями. Для визначення напружено-деформованого стану (НДС) стрічки розіб'ємо її на ряд відрізків (L), в межах яких нитки будемо вважати неушкодженими, а відсутність ниток в отворі будемо моделювати розривами ниток в перерізах поміж відрізками (рис.4).

Об'єднаємо номери ниток у  $L$  множин  $k(n)$ . Переміщення ниток та внутрішні сили, що в них виникають, позначимо  $u$  та  $p$ . Номери ниток  $i$  покажемо у вигляді індексу.

Розглянемо для кожної ділянки умови (6):

а) в перерізі  $x=0$ :

$$u_i = \begin{cases} 0 & i \notin k^{(1)}, \\ U_i^{(1)} & i \in k^{(1)}, \end{cases} p_i = 0 \quad i \in k^{(1)}; \quad (7)$$

б) в довільному  $n$ -тому перерізі  $x^{(n)}$ :

$$u_{i(x^{(n)})} - u_{i(x^{(n)} + \varepsilon)} = \begin{cases} 0 & i \notin k^{(n)}, \\ U_i^{(n)} & i \in k^{(n)}, \end{cases} p_i = 0 \quad i \in k^{(n)}, \quad (8)$$

$$p_{i(x^{(n)})} - p_{i(x^{(n)} + \varepsilon)} = 0$$

коли

$$x \rightarrow \infty \quad u_i^{(L)} - u_{i \pm 1}^{(L)} = p_i^{(L)} - p_{i \pm 1}^{(L)} = 0, \quad (9)$$

де  $U_2^{(1)}$  – коефіцієнти пропорційності, що підлягають визначенню.

Розв'язок моделі для кожного відрізка стрічки, розташованого поміж суміжними січними площинами, приймемо у вигляді:

$$u_i^{(n)} = \sum_{m=1}^M \left( A_m^n e^{\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0.5)) + a^{(n)} x + b \quad 1 \leq n \leq L - 1, \quad (10)$$

де  $A_m^{(n)}$ ,  $B_m^{(n)}$ ,  $a^{(n)}$ ,  $b^{(n)}$  – сталі інтегрування; індексами  $(n)$  позначено належність параметра до напружень та переміщень ділянок, утворених перерізами.

Для останнього відрізка, врахувавши умову (9), рішення будемо шукати у вигляді:

$$U_i^{(L)} = \sum_{m=1}^M B_m^{(L)} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m (i - 0.5)) + a^{(L)} x + b. \quad (11)$$

Задовільним умовам (1) приймемо переміщення ниток в перерізі  $x=0$  ( $n=1$ ) у вигляді суми  $k_r^{(1)}$  рядів Фур'є

$$U_i^{(1)} = \sum_{m=1}^M U_r^{(1)} \frac{2}{M} \sum_{r=1}^{R^{(1)}} \left( \cos(\mu_m (k_r^{(1)} - 0.5)) \right) e^{-\beta_m x} (\cos(\mu_m (i - 0.5))) + \frac{Px}{EF} + \frac{U_r^{(1)}}{M}, \quad (12)$$

де  $EF$  – приведена жорсткість нитки на розтяг.

Опустивши математичні перетворення, наведемо остаточні результати:

$$\begin{aligned}
 U_i^{(1)} &= \sum_{m=1}^M U_r^{(1)} \frac{2}{M} \sum_{r=1}^{R^{(1)}} \left( \cos(\mu_m(k_r^{(1)} - 0.5)) \right) e^{-\beta_m x} (\cos(\mu_m(i - 0.5))) + \frac{Px}{EF} + \frac{U_r^{(1)}}{M} \\
 u_{i(x^{(n)})} - u_{i(x^{(n)} + \varepsilon)} &= \begin{cases} 0 & i \notin k^{(n)}, \\ U_i^{(n)} & i \in k^{(n)}, \end{cases} \quad p_i = 0 \\
 b^{(1)} &= \sum_{r \in k^{(1)}} \frac{U_r^{(1)}}{M}, \quad b^{(2)} = \sum_{r \in k^{(2)}} \frac{U_r^{(2)}}{M} - \sum_{r \in k^{(1)}} \frac{U_r^{(1)}}{M}, \\
 a^{(1)} &= \frac{Px}{M EF}, \quad a^{(2)} = \frac{Px}{M EF} \\
 A_m^{(1)} &= \frac{U_r^{(2)}}{M} \sum_{r \in k^{(2)}} (\cos(\mu_m(r - 0.5))) e^{-\beta_m \frac{d}{2}}, \\
 B_m^{(1)} &= U_r^{(1)} \frac{2}{M} \sum_{r \in k^{(1)}} (\cos(\mu_m(r - 0.5))) - A_m^{(1)}, \\
 B_m^{(2)} &= U_r^{(1)} \frac{2}{M} \sum_{r \in k^{(1)}} (\cos(\mu_m(r - 0.5))) - A_m^{(1)} (e^{-\beta_m x} + 1), \\
 \sum_{m=1}^M \left( U_r^{(2)} \frac{2}{M} \sum_{r \in k^{(2)}} (\cos(\mu_m(r - 0.5))) e^{-\beta_m \frac{d}{2}} - U_r^{(1)} \frac{2}{M} \sum_{r \in k^{(1)}} (\cos(\mu_m(r - 0.5))) \right) \beta_m (\cos(\mu_m(k_r^{(1)} - 0.5))) + \frac{P}{EF} &= 0 \\
 \sum_{m=1}^M \left( \frac{U_r^{(2)}}{M} \sum_{r \in k^{(2)}} (\cos(\mu_m(r - 0.5))) (1 + e^{-\beta_m d}) - U_r^{(1)} \frac{2}{M} \sum_{r \in k^{(1)}} (\cos(\mu_m(r - 0.5))) e^{-\beta_m \frac{d}{2}} \right) \beta_m (\cos(\mu_m(k_r^{(2)} - 0.5))) + \frac{P}{EF} &= 0
 \end{aligned} \tag{13}$$

З використанням залежностей (11) та (13) та знайдених значень констант визначимо напружений стан гумотканинної конвеєрної стрічки з отворами для наступного випадку: діаметр отвору дорівнює двом крокам розташування ниток у стрічці – ушкоджено три нитки, а за початок координат приймемо центр отвору. Дослідження Бельмаса І.В. показують, що при кількості тягових елементів не менше, ніж вісім, розрив одного тягового елемента викликає напружено-деформований стан, що практично відповідає безмежно широкій стрічці.

Для зручності аналізу результатів скористаємося поняттям коефіцієнта концентрації напружень  $K$ . Під ним будемо розуміти відношення внутрішніх зусиль в нитках стрічки до середнього їх значення. За значеннями переміщень з використанням закону Гука розрахуємо напружений стан стрічки з 15 нитками. Результати визначення зусиль наведені на рис.5, де  $H$  – крок укладання ниток прокладки, який визначається  $H=h+d$ .

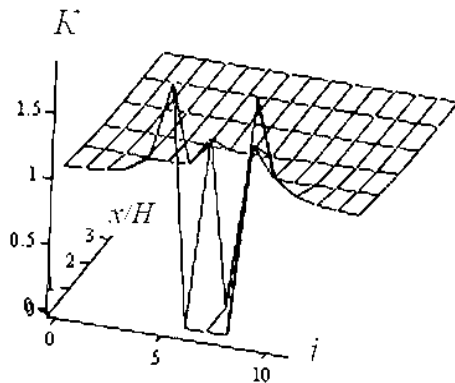


Рисунок 5 – Графік розподілу коефіцієнтів концентрації напружень розтягу  $K$  між нитками вздовж стрічки (вісь координат подана у відносних одиницях  $x/H$ )

З графіка видно, що зміни напруженого стану відбуваються на незначній частині стрічки. По ширині зусилля змінюються лише у чотирьох суміжних нитках, а вздовж стрічки – не більше діаметра отвору. Максимальне навантаження в такому випадку перевищує середнє в 1,85 рази. Сила руйнування зразка б) в 1,5 раз менша, ніж розривне зусилля зразка без отворів, а для зразка в) – в 2,3 рази, що пере-

вищує теоретично знайдене значення коефіцієнта концентрації напружень розтягу.

Таким чином, відповідно до рис.2 лінійна залежність зберігається на 1/3 графіка залежності деформації стрічки від зусилля, а на нелінійній ділянці порушується, що пояснює деяку розбіжність між теоретично знайденим коефіцієнтом концентрації напружень та реальним.

Враховуючи, що при навантаженні зразка до його розриву закон залежності деформацій перестає бути лінійним, отримані значення можна вважати достовірними.

**Висновки.** В стрічці, що має отвори відбувається нерівномірний розподіл напружень. Внутрішні сили розтягу суттєво змінюються лише для декількох суміжних з отвором ниток, мінімальний крок розташування отворів повинен перевищувати діаметр отвору не менш, ніж на 4-6 кроків розташування ниток в стрічці.

Теоретично визначений коефіцієнт розподілу концентрації напружень зменшує міцнісні характеристики стрічки в 1,8 рази. Експериментальні дослідження показали, що коефіцієнт розподілу концентрації напружень дорівнює 1,4. Можна відмітити, що теоретичні та реальні коефіцієнти концентрації напружень узгоджуються між собою, а те, що теоретичний коефіцієнт більший, ніж реальний може бути використане в запас міцності.

Результати проведених досліджень доводять вплив отворів на міцність стрічки та можуть бути використані при конструюванні машин для миття сільгоспсировини.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Скалецька Л.В. Технологія зберігання і переробки продукції рослинництва. Практикум: навч. посіб. / Л.В.Скалецька, Т.М. Духовська, А.М. Сеньков. – К.: Вища школа, 1994. – 303с.: іл.
2. Бельмас І.В. Напружений стан конвеєрної стрічки з отворами / І.В.Бельмас, Г.І.Танцура, Ю.М.Перфильєва // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал. – 2006. – № 2 (18). – С.1-5.
3. Ропай В.А. Математическая модель напряженно-деформированного состояния двухслойной резинокросовой ленты с порывами отдельных тросов / В.А.Ропай, Д.Л.Колосов // Науковий вісник НГАУ. – Дніпропетровськ: НГАУ. – 2001. – №1. – С.50-53.
4. Колосов Л.В. Напряженное состояние резиноканевой конвейерной ленты, обусловленное продольной нагрузкой / Л.В.Колосов, А.И.Танцура. – К., 1996. – 7с. – Деп. в ГНТБ Украины 19.01.96, № 325-УК 96.

Надійшла до редколегії 29.11.2013.

УДК 681.2

ШКІЛЬ В.М., к.т.н., доцент  
КОРОБОЧКА О.М., д.т.н., професор

Дніпродзержинський державний технічний університет

### ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБКИ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ ГОЛОВКИ ДОТИКУ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ РЕЖИМІ

**Вступ.** При автоматизованому проектуванні нових машин, металорізальних верстатів, контрольно-вимірювальних приладів використовують аналітичні, графічні, графоаналітичні методи.

Аналітичний метод складається з математичного моделювання прикладних задач, основою якого є обчислювальна математика, статистика, математичне програмування.

Графічний метод дозволяє моделювати механічні об'єкти і на їх основі створювати необхідні проекції, які можна редагувати, вимірювати, контролювати. Автомати-

зоване проектування дозволяє значно скоротити час розробки, збільшити точність розрахунків, вибрати оптимальні варіанти конструкції, сприяє більш повному використанню уніфікованих та стандартних виробів. На сьогодні створено велику кількість прикладних програм для автоматизованого проектування з різними ступенями спеціалізації. На даний час одним із розповсюджених графічних пакетів є система AutoCAD, яка дозволяє виконувати побудови, визначати і контролювати розміри і переміщення деталей та механізмів з точністю до  $10^{-8}$  одиниць вимірювання.

**Постановка задачі.** Метою даної роботи є визначення максимальної величини похибки головки дотику для вимірювання розмірів деталей на металорізальних верстаках з ЧПУ від установки наконечника у вихідне нульове положення після процесу вимірювання, яка залежить від відхилень геометричної форми опорних деталей пристрою, за допомогою автоматизованого проектування у графічному пакеті AutoCAD.

**Результати роботи.** Похибка головки дотику [1]  $\Delta S \alpha$  залежить від відхилень геометричної форми шариків і обертання шариків навколо струн у процесі контролю розмірів деталі (рис.1).

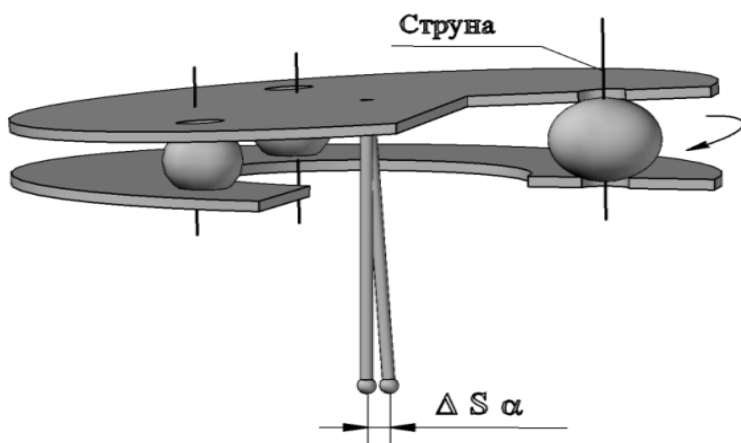


Рисунок 1 – Похибка головки дотику

Для визначення величини неповернення наконечника головки дотику у вихідне нульове положення (похибки головки дотику) після процесу вимірювання, яка залежить від відхилень геометричної форми шариків, розглянемо контур поперечного перерізу шарика площиною, що проходить через вісь симетрії шарика. Відхилення геометричної форми шарика у поперечному перерізі можна представити у вигляді ряду Фур'є і обмежитися другою

гармонікою ряду [2], [3]. У даному випадку поперечний переріз шарика є еліпс, а форма шарика – еліпсоїд обертання.

Величина  $\Delta S \alpha$  залежить від відхилень геометричної форми шариків 1 (рис.2), що розташовані у співвісних отворах нерухомого нижнього фланця 2 і рухомого верхнього фланця 3, а також під яким кутом до осі  $OX$  розташовані осі еліпсоїдів. В роботі [3] доведено, що максимальна величина похибки  $\Delta S \alpha_{\max}$  буде, коли відхилення геометричної форми двох шариків дорівнює нулю, а велика вісь еліпсоїда (третього шарика) співпадає з віссю координат  $OX$ .

В даному випадку максимальна величина  $\Delta S \alpha_{\max}$  дорівнює

$$\Delta S \alpha_{\max} = 2L_H \cdot \operatorname{tg} \gamma = 2L_H \frac{Y_B - Y_A}{X_A}, \quad (1)$$

де  $L_H$  – довжина вимірювального наконечника;

$\gamma$  – кут відхилення наконечника;

$Y_B$  – координата  $Y$  точки дотику верхнього фланця з еліпсоїдом обертання;

$Y_A$  – координата  $Y$  точки дотику верхнього фланця з шариком;

$X_A$  – координата  $X$  точки дотику верхнього фланця з шариком.



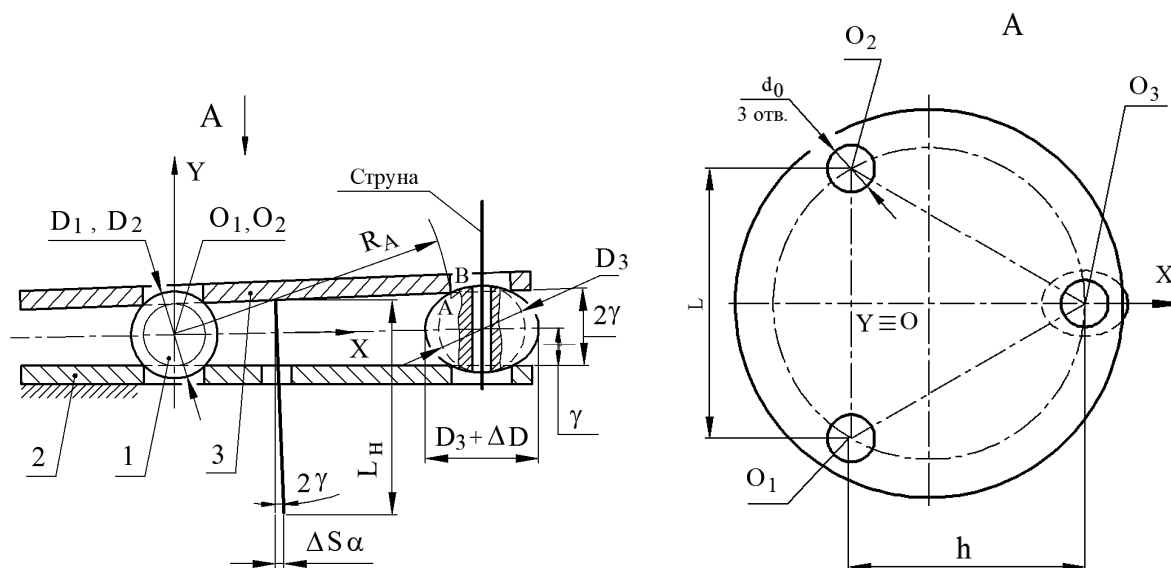


Рисунок 2 – Опорні деталі вимірювальної головки дотику

Координата  $Y_A$  дорівнює

$$Y_A = \sqrt{R_{ш}^2 - \frac{d_0^2}{4}}, \quad (2)$$

де  $R_{ш}$  – радіус шарика;

$d_0$  – діаметр циліндричного отвору фланця.

Щоб визначити координату  $Y$  точки  $B$ , знайдемо координати точки перетину кола радіусом  $R_A$  з еліпсом, який утворюється при перетині еліпсоїда площиною  $XOY$ . Для цього розглянемо систему рівнянь

$$\begin{cases} x^2 + y^2 = R_A^2 \\ \frac{(x-h)^2}{(R_{ш} + \Delta R)^2} + \frac{y^2}{R_{ш}^2} = 1 \end{cases}, \quad (3)$$

де  $\Delta R$  – величина відхилення геометричної форми шарика;

$$h = \frac{\sqrt{3}}{2} L - \text{висота трикутника } O_1O_2O_3,$$

де  $L$  – відстань між центрами циліндричних отворів.

Розв'язавши систему (3), визначимо координату  $X$  точки  $B$  з квадратного рівняння

$$ax^2 - bx + c = 0, \quad (4)$$

де

$$a = \frac{1}{(R_{ш} + \Delta R)^2} - \frac{1}{R_{ш}^2}; b = \frac{2h}{(R_{ш} + \Delta R)^2} - \frac{1}{R_{ш}^2}; c = \frac{h^2}{(R_{ш} + \Delta R)^2} + \frac{R_A^2}{R_{ш}^2} - 1.$$

Координата  $Y$  точки  $B$  дорівнює

$$Y_B = \sqrt{R_A^2 - x^2}. \quad (5)$$

На рис.3 наведено розрахункову схему для автоматизованого визначення максимальної величини похибки  $\Delta S\alpha_{\max}$  вимірювальної головки дотику в графічному пакеті AutoCAD.

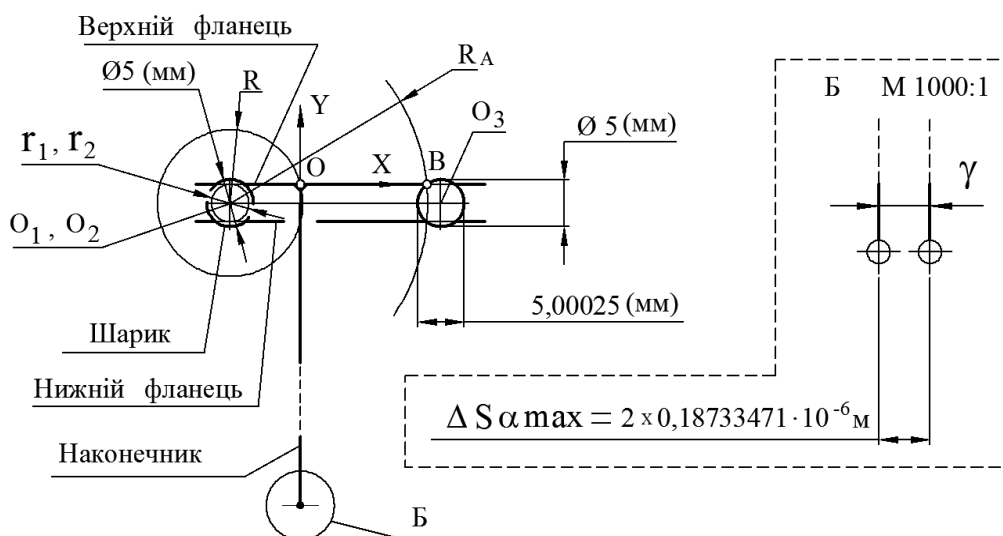
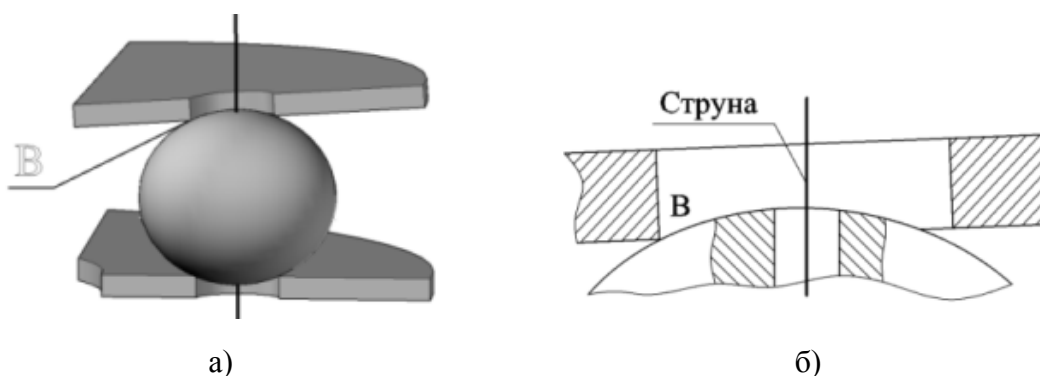


Рисунок 3 – Розрахункова схема автоматизованого визначення величини похибки  $\Delta S\alpha_{\max}$  для шарика 10-го ступеня точності

Виходячи з умови, що для визначення максимальної величини похибки необхідною умовою є рівність діаметрів двох шариків і двох співвісних з ними циліндричних отворів і рівність нулю їх відхилень від геометричної форми, прийmemo за вісь обертання верхнього фланця 3 (рис.2) відрізок  $O_1O_2$ , який проходить через центри двох шариків. Третій шарик розташуємо так, щоб велика вісь еліпсоїда співпадала з віссю координат  $OX$ .

Графічний пакет AutoCAD дозволяє в автоматизованому режимі обертанням навколо осі  $O_1O_2$  визначити точку дотику фланця з третім шариком (еліпсоїдом). На рис.4 показана побудова точки дотику фланця і шарика на трьохмірному зображенні (а) і на плоскому кресленні (б). Точка дотику  $A$  розташована на площині, яка перпендикулярна до площин фланців і проходить через велику вісь симетрії еліпсоїда.



а) 3D зображення; б) 2D зображення

Рисунок 4 – Графічне визначення точки дотику фланця з шариком

Використовуючи об'єктну прив'язку "Intersection" (перетин), командою "Circle" (коло) з точки  $O_1$  ( $O_2$ ) як із центру обертання верхнього фланця проводимо два кола: через точку з'єднання наконечника з верхнім фланцем радіусом  $R = O_1O$  і через точку  $A$  радіусом  $R_1 = O_1A$  (рис.3).

При відхиленні геометричної форми третього шарика верхній фланець повернеться на кут  $2\gamma$ . Для автоматизованого визначення величини похибки вимірювальної головки дотику достатньо побудувати верхній фланець, який повернуто на кут  $\gamma$ , і величину неповернення вимірювального наконечника помножити на два.

Командою "Line" (відрізок), використовуючи об'єктні прив'язки "Intersection" і "Tangent" (дотична), проводимо пряму через точку  $A$  точку перетину кола радіусом  $R_1$  з еліпсом і дотично до кола радіуса  $r_1$ .

Опцією "3 Point" (3 точки) переносимо початок системи координат користувача в точку  $O$ . Координатна вісь  $OX$  повинна бути розташована вздовж верхнього фланця. Із точки  $O$  у від'ємному напрямку по осі  $OY$  будемо відрізок, який дорівнює довжині вимірювального наконечника головки дотику, і командою "Linear Dimension" (лінійний розмір) вказуємо на кресленні розмір відхилення наконечника від вихідного нульового положення.

На рис.5 представлено графіки залежності максимальної величини відхилення наконечника від нульового положення для шариків від 3-го до 200-го ступеня точності.



Рисунок 5 – Залежність максимальної величини відхилення наконечника від вихідного нульового положення

В табл.1 наведено величини максимальної похибки вимірювальної головки дотику для шариків від 3-го до 28-го ступеня точності, які розраховані в автоматизованому режимі за допомогою графічного пакету AutoCAD і на основі математичної залежності (1).

Аналіз результатів розрахунків, які виконані на основі математичної залежності і автоматизованого метода за допомогою графічного пакету AutoCAD, показує, що похибка розрахунків відрізняється на величину від  $0,011 \cdot 10^{-6}$  м до  $0,070 \cdot 10^{-6}$  м для шариків 3-го...20-го ступеня точності, які використовуються у вимірювальній головці дотику.

Таблиця 1 – Максимальна величина похибки  $\Delta S\alpha$  max головки дотику при відхиленні геометричної форми шариків від 3-го до 28-го ступеня точності ( $d_0=3\cdot 10^{-3}$  м,  $R_{ш}=2,5\cdot 10^{-3}$  м,  $L_n=70\cdot 10^{-3}$  м,  $L=26\cdot 10^{-3}$  м)

Ступінь точності кульки	Відхилення розміру діаметра кульки, $10^{-6}$ м	Величина похибки, $\Delta S\alpha$ max		
		аналітично, $10^{-6}$ м	в пакеті AutoCAD, $10^{-6}$ м	різниця величин похибки, $10^{-6}$ м
3	0,08	0,119905	0,108716	0,011189
5	0,13	0,194844	0,176662	0,018182
10	0,25	0,374703	0,339720	0,034983
16	0,40	0,599524	0,543526	0,055998
20	0,50	0,749405	0,679385	0,070020
28	0,70	1,043167	0,951078	0,092089

**Висновки.** Автоматизований метод визначення похибки вимірювальної головки дотику в графічному пакеті AutoCAD, яка залежить від відхилень номінальних розмірів шариків і виникає в результаті обертання шарика навколо струни, значно спрощує розв'язання задачі і наочно відображає результати розрахунків. При цьому похибка обчислення знаходиться у межах від  $0,011\cdot 10^{-6}$  м до  $0,070\cdot 10^{-6}$  м.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Шкиль В.Н. Измерительная головка касания / В.Н.Шкиль // Придніпровський науковий вісник: Машинобудування та технічні науки. – 1997. – № 44 (55). – С.25-27.
2. Пискунов М.С. Дифференциальное и интегральное исчисление. В 2-х т. Т.2. / Пискунов М.С. – М.: Наука, 1972. – 576с.
3. Шкиль В.Н. Влияние отклонений геометрической формы деталей головки касания на погрешность измерения / В.Н.Шкиль // Дніпропетровськ: Системні технології. – 1998. – Випуск 2. – С.140-144.

Надійшла до редколегії 06.12.2013.

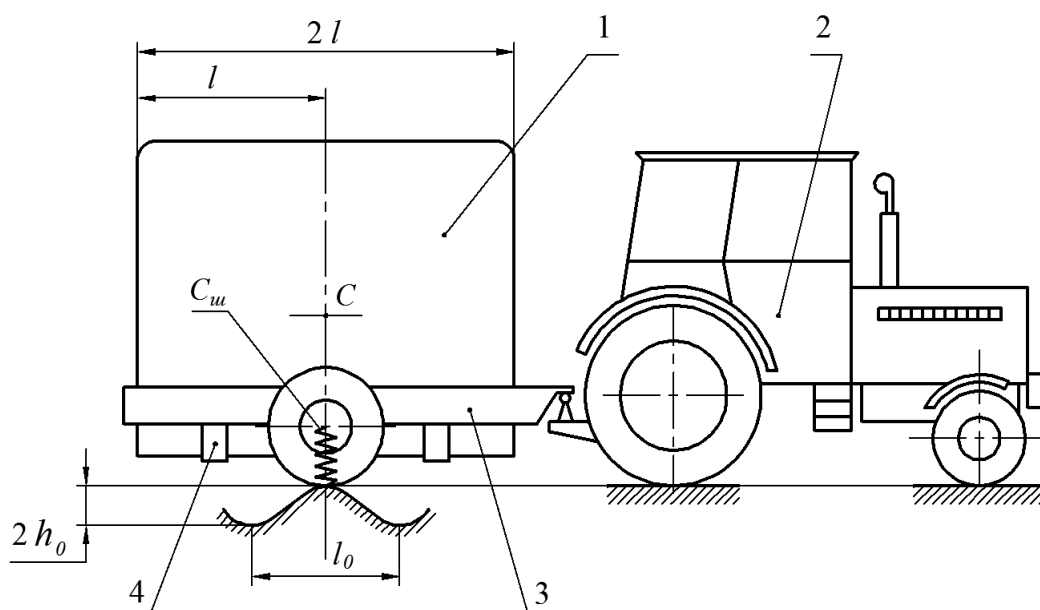
УДК 669.013.002.5:531.3

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор  
КОРНІЙЧУК М.М., інженер  
ЛЕПЕТОВА Г.Л., к.т.н., доцент

Дніпродзержинський державний технічний університет

### ОБГРУНТУВАННЯ УМОВИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ ЗЧЛЕНОВАНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА З U-ПОДІБНОЮ РАМОЮ У ЗБУРЕНОМУ РУСІ

**Вступ.** Здійснення технічного переозброєння та подальшого підйому продуктивності праці в чорній металургії нерозривно пов'язані з удосконаленням структури і якості промислового транспорту. На підприємствах, які будуються та розширюються, з'являються технологічні лінії, де традиційний залізничний транспорт витісняється більш гнучким у своєму використанні технологічним спецавтотранспортом. На ділянках перевезення крупногабаритних штучних вантажів, у тому числі контейнерів, пакетів, піддонів, використовуються спецавтотранспортні засоби з вантажопідйомними пристроями [1-3], підйомно-транспортні машини з порталною несучою системою [4, 5], спецавтотранспортні засоби з U-подібною у плані рамою [6, 7]. Останні зі зчленованою компоновкою являються найбільш універсальними та перспективними, маючи на увазі багатопланове використання тягачів (рис.1).



1 – контейнер; 2 – тягач; 3 – напівпричіп з U-подібною рамою; 4 – ложемент

Рисунок 1 – Зчленований контейнеровоз з U-подібною рамою

**Постановка задачі.** Характерною особливістю контейнеровозів є наявність високо розташованого центра маси, що разом зі специфічним навантаженням додає проблеми стійкості збуреного руху у поперечній площині. Основним джерелом поперечних коливань системи є асиметричні кінематичні збурення з боку нерівностей дороги. Слід зазначити, що вузол зчеплення розташовується на рівні осі підвіски напівпричепа, що конструктивно просто виконати, і у такому разі коливання напівпричепа та тягача у поперечній площині можна розглядати як незалежні. На цій підставі розглядаємо поперечні коливання напівпричепа зчленованого контейнеровоза без урахування тягача. Відомі роботи Веселова Г.П., Густомясова А.М., Колмакова В.І. [8], Лобаса Л.Г., Ващенко Ю.Л. [9] присвячені дослідженню динаміки системи «тягач-причіп», але вони не розглядають поперечні коливання окремих ланок.

На рівні розглянутих робіт невирішеною частиною загальної проблеми є обґрунтування умови поперечної стійкості зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою у збуреному русі.

**Результати роботи.** На рис.2 зображено контейнеровоз на вигляді ззаду. Будемо вважати, що кінематичні збурення діють лише на праву підвіску напівпричепа.

Рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду

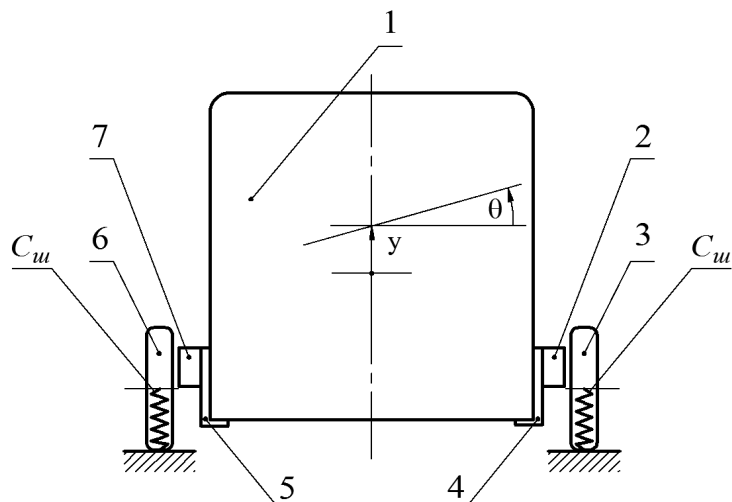
$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j, \quad (1)$$

де  $T$  – кінетична енергія системи, Дж;

$\Pi$  – потенціальна енергія системи, Дж;

$q_j$  –  $j$ -а узагальнена координата, м (рад);

$Q_j$  –  $j$ -а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м).



1 – контейнер; 2 – правий лонжерон рами; 3 – праве колесо підвіски напівпричепа;  
4 – правий ложемент; 5 – лівий ложемент;  
6 – ліве колесо підвіски напівпричепа; 7 – лівий лонжерон рами

Рисунок 2 – Зчленований контейнеровоз на вигляді ззаду

У такому разі  $q_1 = y$ ,  $q_2 = \theta$ , де  $y$  – вертикальне переміщення напівпричепа, а  $\theta$  – кут повороту напівпричепа у поперечній площині.

Кінетична енергія системи

$$T = \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{I_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2}, \quad (2)$$

де  $m_c$  – сумарна маса напівпричепа, кг;

$I_c$  – сумарний момент інерції напівпричепа відносно поздовжньої осі, яка проходить через центр маси системи,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$v$  – швидкість руху системи, м/с.

Потенціальна енергія системи реалізується енергією стисненого повітря у шинах коліс, вираз якої приймає наступний вигляд:

$$\Pi = \frac{C_{ш}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{ш}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2, \quad (3)$$

де  $C_{ш}$  – радіальна жорсткість шини колеса напівпричепа, Н/м;

$l_k$  – половина колії напівпричепа, м;

$h_n$  – підйом правого колеса напівпричепа на нерівностях синусоїдального профілю, м.

У загальному вигляді можна записати

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (4)$$

де  $h_0$  – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

$x$  – абсциса апроксимуючої функції нерівностей, м;

$l_0$  – довжина синусоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

При русі системи

$$x = vt. \quad (5)$$

З урахуванням виразу (5) підйом правого колеса напівпричепа дорівнює:

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (6)$$

Нехтуючи силами неконсервативного походження, підставляємо вирази кінетичної та потенціальної енергій у рівняння Лагранжа другого роду (1):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{I_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = m_c \dot{y};$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} (m_c \dot{y}) = m_c \ddot{y};$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{I_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{C_{uu}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{uu}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2 \right] = \\ &= \frac{C_{uu}}{2} \cdot 2(y - l_k \theta) \cdot 1 + \frac{C_{uu}}{2} \cdot 2(y + l_k \theta - h_n) \cdot 1 = \\ &= C_{uu} y - C_{uu} l_k \theta + C_{uu} y + C_{uu} l_k \theta - C_{uu} h_n = 2C_{uu} y - C_{uu} h_n. \end{aligned}$$

Об'єднуючи отримані вирази, записуємо перше диференціальне рівняння:

$$m_c \ddot{y} + 2C_{uu} y = C_{uu} h_n. \quad (7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\theta}} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{I_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = I_c \dot{\theta};$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) = \frac{d}{dt} (I_c \dot{\theta}) = I_c \ddot{\theta};$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{I_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} &= \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{C_{uu}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{uu}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2 \right] = \\ &= \frac{C_{uu}}{2} \cdot 2(y - l_k \theta) \cdot (-l_k) + \frac{C_{uu}}{2} \cdot 2(y + l_k \theta - h_n) \cdot l_k = \\ &= -C_{uu} l_k y + C_{uu} l_k^2 \theta + C_{uu} l_k y + C_{uu} l_k^2 \theta - C_{uu} l_k h_n = 2C_{uu} l_k^2 \theta - C_{uu} l_k h_n. \end{aligned}$$

Об'єднуючи отримані вирази, записуємо друге диференціальне рівняння:

$$I_c \ddot{\theta} + 2C_{ul} l_k^2 \theta = C_{ul} l_k h_n. \quad (8)$$

Перепишемо рівняння (7) і (8) з урахуванням виразу (6):

$$m_c \ddot{y} + 2C_{ul} y = C_{ul} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \quad (9)$$

$$I_c \ddot{\theta} + 2C_{ul} l_k^2 \theta = C_{ul} l_k h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (10)$$

Записуємо рівняння (9) та (10) з введенням нових позначень

$$\ddot{y} + p_y^2 y = \frac{C_{ul}}{m_c} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (11)$$

де  $p_y^2 = \frac{2C_{ul}}{m_c}$  – квадрат власної кругової частоти системи по узагальненій координаті  $y$ ,  $c^{-2}$ ;

$$\ddot{\theta} + p_\theta^2 \theta = \frac{C_{ul} l_k}{I_c} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (12)$$

де  $p_\theta^2 = \frac{2C_{ul} l_k^2}{I_c}$  – квадрат власної кругової частоти системи по узагальненій координаті  $\theta$ ,  $c^{-2}$ .

Розв'язання рівнянь (11) та (12) мають наступний вигляд:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{C_{ul} h_0}{m_c \left( p_y^2 + \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (13)$$

$$\theta = C_3 \cos p_\theta t + C_4 \sin p_\theta t + \frac{C_{ul} l_k h_0}{I_c \left( p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (14)$$

Перші два доданки у виразах (13) та (14) описують вільні коливання системи, які визначаються початковими умовами і через деякий час практично зникають. Лишаються вимушені коливання, які описуються наступним чином:

$$y = \frac{C_{ul} h_0}{m_c \left( p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (15)$$

$$\theta = \frac{C_{ul} l_k h_0}{I_c \left( p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (16)$$



Безпосередньо з виразу (16) отримуємо умову втрати стійкості напівпричепа у поперечній площині при асиметричному кінематичному збуренні

$$p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (17)$$

або після розкриття власної кругової частоти  $p_{\theta}$

$$\frac{2C_{ш}l_k^2}{I_c} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0, \quad (18)$$

звідки отримуємо критичну швидкість  $v_{кр}$ , при якій настає втрата стійкості напівпричепа контейнеровоза у поперечній площині:

$$v_{кр} = \frac{l_k l_0}{\pi} \sqrt{\frac{C_{ш}}{2I_c}}. \quad (19)$$

**Висновки.** Таким чином, отримано і обґрунтовано умову поперечної стійкості зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою у збуреному русі шляхом математичного моделювання методами аналітичної механіки, що дає можливість обрати режими руху контейнеровозів в умовах технологічних доріг.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Грифф М.И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки грузов в контейнерах и пакетах / М.И.Грифф, Р.А.Затван, В.Ф.Трофименко. – М.: Транспорт, 1989. – 159с.
2. Грушников В.А. Выбор транспортных средств для контейнерной доставки строительных грузов / В.А.Грушников // Промышленный транспорт. – 1987. – № 11. – С.7.
3. Пашков А.К. Пакетирование и перевозка тарно-штучных грузов / А.К.Пашков, Ю.Н.Полярин. – М.: Транспорт, 2000. – 254с.
4. Беккер И.Г. Портальные автомобили / И.Г.Беккер. – М.: Машиностроение, 1971. – 316с.
5. Технологічні і конструктивні параметри несучих систем порталних підйомно-транспортних машин / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, О.М.Коробочка, Г.Л.Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007. – 167с.
6. Золотарев А.Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А.Ф.Золотарев, И.А.Тоцкий // Промышленный транспорт. – 1979. – № 6. – С.22.
7. Дослідження та вибір типу несучої системи автоскраповоза з U-подібною рамою / [О.О.Бейгул, М.М.Корнійчук, Г.Л.Лепетова, Д.В.Найда] // Надійність металургійного обладнання: міжнар. наук.-техн. конф., 28-31 жовтня 2013р.: зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2013. – С.138-141.
8. Веселов Г.П. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп / Г.П.Веселов, А.Н.Густомьясов, В.И.Колманов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 5. – С.92-97.
9. Лобас Л.Г. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л.Г.Лобас, Ю.Л.Ващенко // Прикладная математика. – 1991. – Т.27. – № 12. – С.85-91.

Надійшла до редколегії 11.02.2014.

Национальный горный университет

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОМПЛЕКСА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ МЕЛКОЗЕРНИСТЫХ ПЕСКОВ

**Введение.** Обзор месторождений нерудных кварцевых песков, расположенных на территории Украины, свидетельствует о наличии значительного количества промышленно значимых месторождений, не вовлеченных в разработку. Анализ физико-механических характеристик показывает, что пески подавляющего количества месторождений по набору основных контролируемых свойств (модуль крупности, процент глинистых и пылевидных частиц и др.) редко соответствует действующим в Украине нормативным документам. При этом сложившиеся горно-геологические и гидрогеологические условия способствуют гидромеханизированной разработке таких месторождений с применением плавучих землесосных снарядов [1].

В связи с этим возникает необходимость переработки песков, что в основном сводится к удалению из горной массы крупных включений, например, гравийных фракций, комовой глины, растительных остатков и примесей ракушки, а также мелких пылеватых и глинистых (диспергированных) примесей. Таким образом, обоснование рациональных параметров комплекса для переработки мелкозернистых песков является актуальной и важной научно-технической проблемой.

**Постановка задачи.** Обосновать конструктивные и технологические параметры классификаторов гидравлических горизонтальных в составе технологических комплексов, применяемых при переработке мелкозернистых песков.

**Результаты работы.** Простейшим и наиболее часто применяемым в настоящее время способом обогащения нерудных песков от глинистых примесей при гидромеханизированной разработке является применение карт намыва. Преимуществом такой технологии переработки является отсутствие капитальных затрат на приобретение классификационного оборудования и необходимости высокой квалификации операторов. Однако недостатками являются значительные объемы бульдозерных и экскаваторных работ, а также необходимость строительства и обслуживания водоотводных каналов, шандорных колодцев и других сооружений. Большие потери полезного ископаемого за счет разубоживания его накапливающимися в карте намыва глинистыми частицами также не позволяют рекомендовать его для массового применения.

Снижение эксплуатационных затрат на получение товарного песка возможно путем применения специальных классифицирующих устройств.

Существующие устройства для классификации песчано-гравийных смесей делят на 2 группы [1]:

- устройства, в которых разделение по крупности осуществляется путем грохочения;
- устройства, в которых разделение смеси по крупности зерен происходит за счет разницы в скорости их осадения в воде, находящейся в покое или в движении – гидравлические классификаторы.

На сегодняшний день очистка песчано-гравийной смеси от гравийных фракций, комовой глины, растительных остатков и примесей ракушки не представляет серьезной проблемы. Данная задача решается путем применения подвижных и неподвижных грохотов. Однако в ходе теоретических исследований и практического применения установлено, что применение грохотов рационально при выделении из состава пульпы классов не менее 3 мм. Таким образом, при крупности исходного зернистого материала

менее 3 мм наиболее эффективным способом его разделения на фракции различной крупности является гидравлический способ, т.е. разделение в аппаратах под общим названием гидрокласификаторы [1, 2]. Обычно область применения классификаторов ограничивается удалением мелкодисперсной глинистой фракции  $-0,16$  мм.

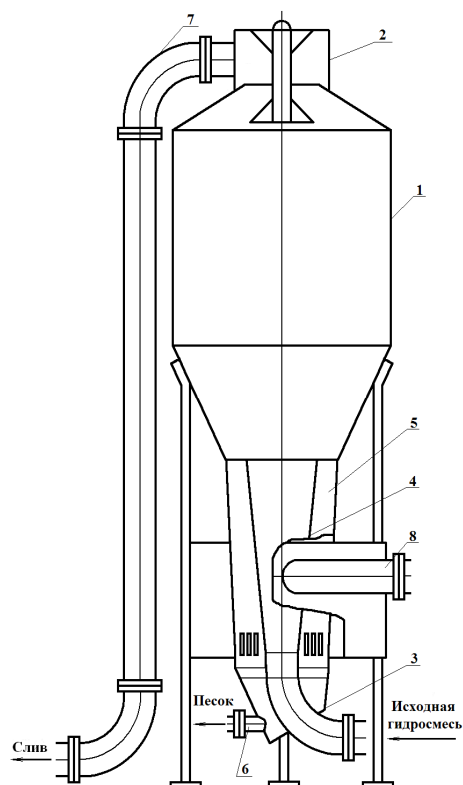


Рисунок 1 – Схема гидрокласификатора конструкции ВНИИГС

Рассмотрим преимущества и недостатки горизонтальных гидрокласификаторов по сравнению с другими типами описанных выше аппаратов:

- горизонтальные классификаторы обладают меньшими габаритными размерами и, соответственно, меньшей металлоемкостью, чем вертикальные. Это объясняется тем, что разделение материала в горизонтальном классификаторе обеспечивается при скорости потока пульпы большей, чем в вертикальном классификаторе;
- разделение пульпы в горизонтальном классификаторе не требует дополнительных затрат энергии, т.к. пульпа разделяется под действием гравитационных сил;
- не требуется подача в классификатор пульпы с большим напором, как в гидроциклон. В связи с этим гидроабразивный износ в горизонтальном классификаторе практически отсутствует;
- выгрузка осажденного материала из классификатора может осуществляться как порционно, посредством затворов различных конструкций, так и постоянно с применением шнеков или элеваторов. Это обеспечивает высокую степень обезвоживания, до-

Известно большое разнообразие конструкций гидравлических классификаторов. При гидромеханизированных разработках до настоящего времени наибольшее распространение получили вертикальные классификаторы: ВНИИГС типа ГКД-2, ВНИИЖелезобетон типа ГКХ, ВНИИнеруд, «Реакс», ВНИИГС (рис.1) [1]. Анализ конструкций вертикальных классификаторов показал, что вертикальная схема обогащения дает хороший результат только при выделении песка на границах  $0,5$  мм [1, 2]. Переработку более мелкого песка, к которому принадлежит подавляющее большинство природного полезного ископаемого, являющегося в настоящее время сырьем для цветной металлургии, строительной и стекольной промышленности рационально выполнять в горизонтальных классификаторах (рис.2) [1-3].

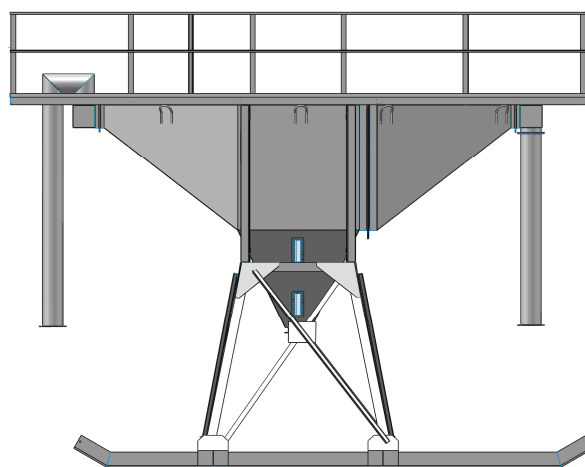


Рисунок 2 – Модель классификатора КГГ 250-0,16

статочную для складирования полезного ископаемого в конусный или штабельно-кольцевой склад. При этом отпадает необходимость организации карт намыва.

С целью обоснования параметров горизонтального классификатора на основании физического моделирования разработана математическая модель движения несущего горизонтального потока в его проточной части [4]. Конструктивные параметры горизонтального классификатора рационально определять путем построения траектории движения твердых частиц в проточной части аппарата.

Апробация технологии переработки зернистых материалов в горизонтальном потоке несущей среды была выполнена при обосновании рациональных конструктивных и технологических параметров горизонтального классификатора КГГ-250-0,16 для переработки нерудных песков Подгороднянского месторождения [3].

Классификатор гидравлический горизонтальный КГГ-250 предназначен для классификации песка по плотности и крупности в горизонтальном потоке пульпы в комплексе с подающей гидротранспортной установкой. Исходный продукт в виде пульпы, образованной непосредственно землесосным снарядом или землесосной установкой, подается в приемную камеру классификатора. В классификаторе выполняется разделение исходного песка на 2 фракции: +0,16 мм и -0,16 мм. Фракция +0,16 мм выдается через песочный патрубок классификатора, а шламы сливаются в шламоотстойник, где производится осаждение мелкодисперсной фракции. После осветления вода вновь применяется для приготовления пульпы. Классификатор КГГ-250-0,16 имеет широкий диапазон применения, регламентируемый технической характеристикой (табл. 1).

Таблица 1 – Технические характеристики классификатора гидравлического горизонтального КГГ-250-0,16

№ п/п	Производительность по пульпе, м <sup>3</sup> /час	Объемная концентрация, %	Производительность по песку, м <sup>3</sup> /час	Производительность по сливу, м <sup>3</sup> /час
1	240	10	25	209
2	250	10	26	218
3	260	10	27	227

Предлагаемая технология переработки нерудных песков с применением классификатора КГГ также апробирована при классификации песков вскрышных пород Редутского щебеночного карьера [5]. При разработке рабочего проекта Редутского щебеночного карьера было рекомендовано применение перерабатывающего комплекса, схема которого приведена на рис.3.

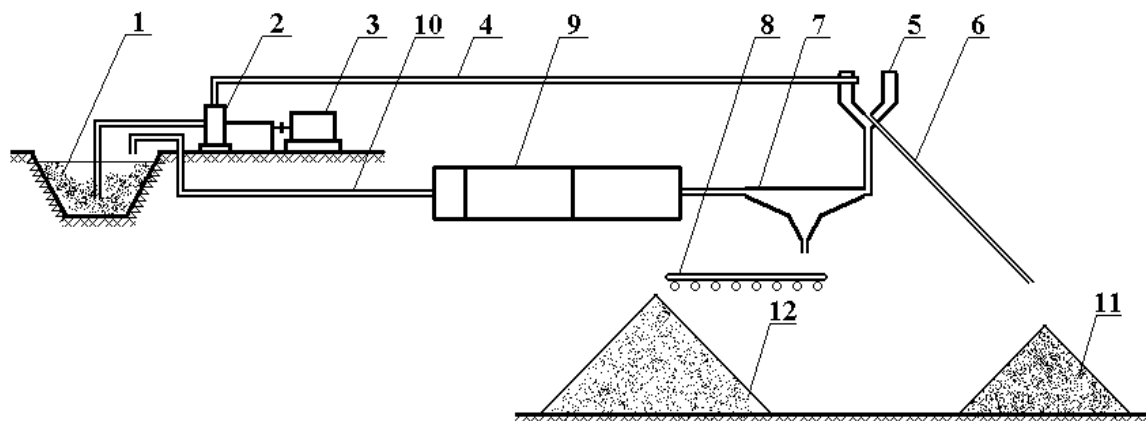


Рисунок 3 – Схема комплекса для переработки песков вскрышных пород Редутского щебеночного карьера

В соответствии с предложенным набором оборудования перерабатывающего комплекса очистка песка выполняется в такой последовательности. Посредством автотранспорта исходную горную массу транспортируют к зумпфу 1, откуда грунтовым насосом 2, приводимым электрическим двигателем 3, по транспортному пульпопроводу 4 подают на конический грохот 5. На коническом грохоте с ячейкой 10 мм поток пульпы разделяется на две фракции. Фракция +10 мм, обезвоженная до 20...30%, по наклонному лотку 6 направляется на склад 11, фракция –10 мм в составе пульпы сливается в горизонтальный классификатор 7. В гидроклассификаторе поток пульпы выносит мелкозернистую фракцию –0,16 мм в деконтатор 9, а готовая продукция с фракционным составом –10...+0,16 мм в сгущенном виде истекает на отвальный ленточный конвейер 8. Конвейер дополнительно обезвоживает и транспортирует песок на склад готовой продукции 12. В деконтаторе производится осаждение глинистых фракций под действием силы тяжести в движущемся потоке шламовых вод, а осветленная вода самотеком по водопроводу 10 транспортируется к зумпфу для приготовления пульпы. Таким образом, обеспечивается замкнутый цикл оборотного водоснабжения. При этом потери воды пополняются за счет естественного наполнения зумпфа водой из верхнего водоносного горизонта, залегающего во вскрышных песках Редутского щебеночного карьера. Конструкция деконтатора обоснована в соответствии с данными о допустимом количестве взвешенных веществ в воде, подаваемой для приготовления пульпы при гидроклассификации.

**Выводы.** В результате обзора и анализа устройств для переработки песков, применяемых при гидромеханизированных разработках, обоснована рациональность применения, а также конструктивные и технологические параметры классификаторов гидравлических горизонтальных в составе технологических комплексов, применяемых при переработке мелкозернистых песков.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бондаренко А.А. Обоснование способа обогащения кварцевых песков при их гидромеханизированной добыче/ А.А.Бондаренко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2007. – Вип.29(70)-30(71). – С.70-84.
2. Справочник по обогащению руд: в 3-х т. / гл. ред. О.С.Богданов. – Т. 2: Основные и вспомогательные процессы; ч. I: Основные процессы. – М.: Недра, 1974. – 448с.
3. Обоснование параметров гидравлического классификатора для обогащения строительного песка Подгороднянского месторождения: НИР / Национальный горный университет (НГУ); Руководитель А.О.Бондаренко. – № ГР 0108U004590. – Днепропетровск, 2008.
4. Бондаренко А.А. Обоснование параметров горизонтального классификатора путем изучения взаимодействия твердой частицы с потоком жидкости / А.А.Бондаренко // Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2013. – №3(23). – С.114-119.
5. Дополнение к техно-рабочему проекту горных работ «Отвалообразование вскрышных пород и складирование попутного минерального сырья на карьере Редутского щебзавода» / Руководитель В.И.Симоненко // Национальный горный университет (НГУ). – № ГР 0106U012636. – Днепропетровск, 2006.

*Поступила в редколлегию 05.02.2014.*