

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

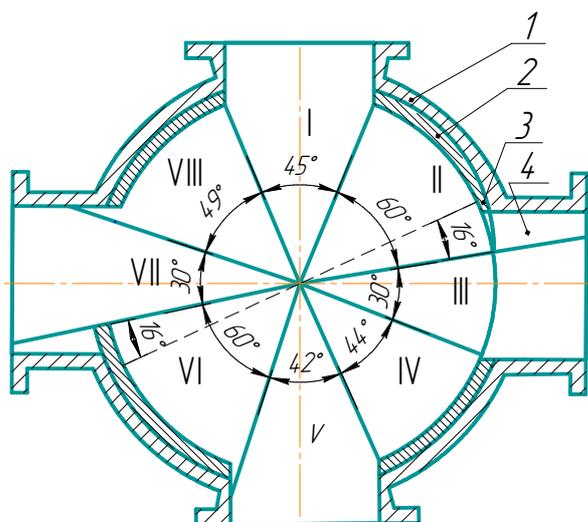
Введение. Гидравлический удар (ГУ) представляет собой колебательный процесс, возникающий в трубопроводе при внезапном изменении его скорости. Этот процесс является быстротечным и характеризуется чередованием резкого повышения и понижения давления. Наличие гидроударов приводит к резкому снижению эксплуатационной 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 и геометрическая модель



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

Рисунок 1 – Поперечное сечение корпуса

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° , из них на холодильник приходится 16° . 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 ⁻¹			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, α_x^{II} и α_x^{VI} , град.	16°	16°	16°	$\alpha_x^{II} = \alpha_x^{VI} = 16^\circ$
3. Дуговой градус ротора, сопрягаемый с холодильником корпуса, α_p	16°	16°	16°	$\alpha_{px} = 16^\circ$
4. Максимальная величина зазора в холодильнике, δ_x , мм	8	8	8	$\delta_x = 8$
5. Время формирования мягкого гидроудара, $T_{z,yd.}$	0,888	0,533	0,33	$T_{z,yd.} = \frac{\alpha_q^{II}(\alpha_{px})}{6 \cdot n}$
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 ²	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 ⁻¹	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 α_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 $\alpha_{p.x.} = 16^0$:

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

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

7. Ускорение изменения зазора в холодильнике корпуса определяется по формуле

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

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

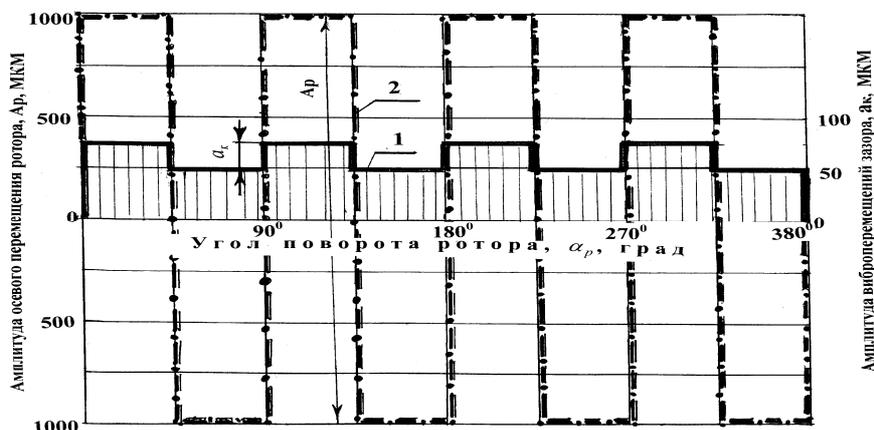
$$a_k = A_p \cdot \frac{\kappa}{2} = A_p \cdot \sin \alpha = 1000 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 25 \text{ мкм}, \quad (7)$$

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⁻¹ 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-г):