УДК 621.01

ОЦЕНКА СРЕДНЕЙ НАРАБОТКИ ДО ОТКАЗА АВТОМАТИЧЕСКИХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

И.В. Павленко*
А.Корчак**
**** Сумский государственный университет, г.Сумы, Украина***
***** Силезский политехнический институт, г.Гливице, Польша***

ВВЕДЕНИЕ

Для разгрузки осевого усилия, действующего на ротор центробежных насосов, широко применяются автоматические разгрузочные устройства – гидропяты. Для проектирования узла авторазгрузки необходим точный расчёт, в том числе расчёт эффективности его работы, влияющей на надёжность всего насосного агрегата. Надёжность насосного оборудования необходима для снижения затрат, связанных с ремонтом, а также для обеспечения безопасности обслуживающего персонала.

Постепенный отказ гидропяты [1] вызывается естественным эрозионным износом цилиндрических 3, 4 и торцовой 5 дросселирующих щелей (рисунок 1). При достижении торцовым зазором значения ниже нижнего предела повышается вероятность задира рабочего торца вращающегося диска 1 с подушкой 2. Увеличение торцового зазора выше верхнего предела приводит к уменьшению объёмного к.п.д. насоса за счёт увеличения протечек рабочей жидкости через узел гидропяты.

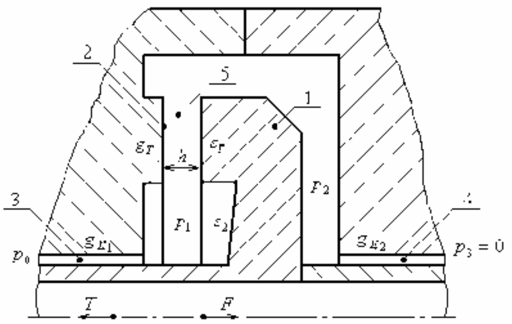

Рисунок 1 – Схема узла гидропяты:
1 – разгрузочный диск; 2– подушка; 3 – цилиндрический дроссель;
4 – дополнительный цилиндрический дроссель; 5 – торцовый дроссель

ОЦЕНКА СРЕДНЕЙ НАРАБОТКИ ДО ОТКАЗА ГИДРОПЯТЫ

Под наработкой до отказа гидропяты будем понимать время, в течение которого узел авторазгрузки сохраняет торцовый зазор в установленных пределах, обеспечивая оптимальное значение к.п.д. при заданных условиях эксплуатации.

Статический расчёт гидропяты базируется на совместном решении уравнения осевого равновесия ротора и уравнений баланса расходов через цилиндрические и торцовый дроссели:

$$\begin{cases} F = T; \\ Q_{Ц1} = Q_T; \\ Q_T = Q_{Ц2}, \end{cases} \quad (1)$$

где F – уравновешивающее усилие:

$$F = p_1\left(s_2 + \frac{1}{2}s_T\right) - p_2\left(s_2 + s_T\right); \quad (2)$$

T – суммарная осевая сила, действующая на ротор насоса;

Расход жидкости через цилиндрические 3, 4 и торцовый 5 дроссели для автомодельной области турбулентного течения определяются по формулам:

$$Q_{Ц1} = g_{Ц1}\sqrt{p_0 - p_1}; \qquad Q_{Ц2} = g_{Ц2}\sqrt{p_2 - p_3}; \qquad Q_T = g_{ТБ}\left(\frac{h}{h_{ТБ}}\right)^{3/2}\sqrt{p_1 - p_2}. \tag{3}$$

Здесь $g_{Ц1}$, $g_{Ц2}$ – проводимости цилиндрических щелей; $g_{ТБ}$ – проводимость торцовой щели при базовом значении торцового зазора $h_{ТБ}$.

В результате решения уравнений баланса расходов (1) с учётом выражений (3) можно получить зависимость уравновешивающей силы (2) от торцового зазора в безразмерном виде:

$$\varphi(u) = \frac{1 + (1-\sigma)\alpha_{T2}^2 u^3}{1 + \left(\alpha_{T1}^2 + \alpha_{T2}^2\right)u^3}, \tag{4}$$

где введены отношения проводимостей торцового и цилиндрических дросселей $\alpha_{T1} = g_{ТБ}/g_{Ц1}$ и $\alpha_{T2} = g_{ТБ}/g_{Ц2}$, а также безразмерный торцовый зазор $u = h/h_{ТБ}$.

Выражение (4) является статической характеристикой гидропяты с дополнительным цилиндрическим дросселем (рисунок 2, сплошная линия).

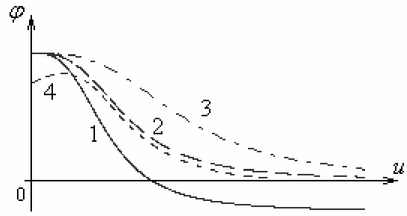

Рисунок 2 – Статическая характеристика гидропяты:
1 – с дополнительным цилиндрическим дросселем; 2 – без дополнительного цилиндрического дросселя;
3 – с подводом запирающей жидкости; 4 – с учётом деформации разгрузочного диска

В случае отсутствия цилиндрического дросселя ($g_{Ц2} \to \infty$, или $\alpha_{T2} = 0$) статическая характеристика гидропяты описывается следующим уравнением:

$$\varphi(u) = \frac{1}{1 + \alpha_{T1}^2 u^3}. \tag{5}$$

Выразим безразмерный зазор как функцию безразмерной уравновешивающей силы:

$$u_0 = \sqrt[3]{\frac{1-\varphi}{\left(\alpha_{T1}^2 + \alpha_{T2}^2\right)\varphi + (\sigma - 1)\alpha_{T2}^2}}. \tag{6}$$

Введём относительный износ как отношение текущего значения торцового зазора к первоначальному (рисунок 3):

$$\chi = u\left[\frac{\left(\alpha_{T1}^2 + \alpha_{T2}^2\right)\varphi + (\sigma - 1)\alpha_{T2}^2}{1-\varphi}\right]^{1/3}. \tag{7}$$

Под постепенным отказом будем понимать событие, характеризующееся тем, что зазор u достигает границ интервала $[u_{\min}; u_{\max}]$ в области $\chi - \varphi$.

Для безотказной работы необходимо, чтобы точка $M(\chi, \varphi)$ находилась в области B, ограниченной линиями:

$$\chi_1 = u_1\left(\frac{\alpha^2\varphi}{1-\varphi}\right)^{1/3}; \qquad \chi_2 = u_2\left(\frac{\alpha^2\varphi}{1-\varphi}\right)^{1/3}. \tag{8}$$

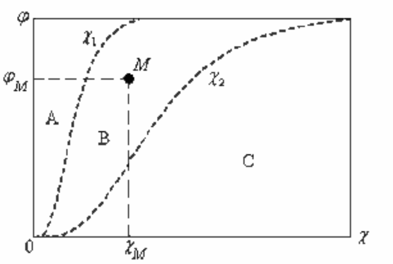

Рисунок 3 – Области работы узла гидропяты:
А – область, соответствующая минимально допустимому значению торцового зазора;
В – область нормального функционирования; С – область недопустимых объёмных потерь

Представим функцию изменения безразмерного зазора во времени в виде:

$$\chi(t) = \chi_0 + \dot{\chi}\, t = a + bt, \quad (9)$$

где a и b – случайные величины, не зависящие от времени.

Поскольку на величину износа влияет большое число параметров (в том числе физико-механические свойства материала диска, точность обработки, шероховатость, волнистость, наличие твёрдых включений в перекачиваемую жидкость и т.д.), то плотность вероятности случайных величин примем в виде нормального закона распределения (рисунок 4):

$$p_a(a) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_a} e^{-\frac{(a-\bar{a})^2}{2\sigma_a^2}}; \qquad p_b(b) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_b} e^{-\frac{(b-\bar{b})^2}{2\sigma_b^2}}, \quad (10)$$

где $\bar{a}$ и $\bar{b}$ – математические ожидания, которые можно определить путём аппроксимации кривых износа (рисунок 5), полученных экспериментальным путём в процессе эксплуатации питательных насосов;

σ_a, σ_b – среднеквадратические отклонения величин a и b соответственно, которые по имеющимся статистическим данным [2] можно вычислить, используя коэффициент вариации k [3]:

$$\begin{cases} \sigma_a = k\,\bar{a}; \\ \sigma_b = k\,\bar{b}. \end{cases} \quad (11)$$

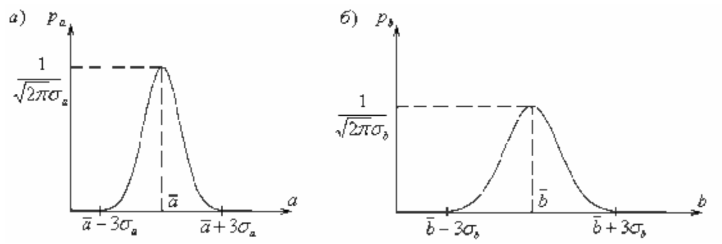

Рисунок 4 – Плотности вероятности случайных величин

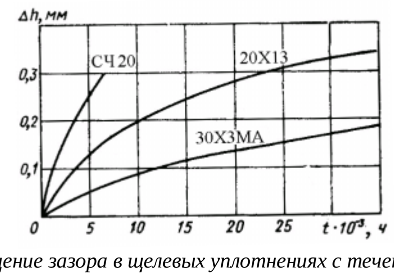

Рисунок 5 – Приращение зазора в щелевых уплотнениях с течением времени

Определим плотность вероятности случайной величины $\chi(t)$, используя выражение для плотности вероятности композиции двух статистически независимых величин [3]:

$$p_\chi(\chi,t) = p_\chi(a+bt) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma_\chi(t)} e^{-\frac{\left[\chi-\overline{\chi}(t)\right]^2}{2\sigma_\chi^2(t)}}, \qquad (12)$$

где математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение функции $\chi(t)$ равны:

$$\overline{\chi}(t) = \overline{a} + \overline{b}\,t; \qquad (13)$$

$$\sigma_\chi(t) = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_b^2 t^2}. \qquad (14)$$

Функция распределения радиального зазора:

$$F_\chi(\chi,t) = \int_{-\infty}^{\chi} p_\chi(\chi,t)d\chi. \qquad (15)$$

Считая уравновешивающую силу φ стационарной случайной функцией с нормальным законом распределения

$$p_\varphi(\varphi) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma_\varphi} e^{-\frac{\left[\varphi-\overline{\varphi}\right]^2}{2\sigma_\varphi^2}}, \qquad (16)$$

где $\overline{\varphi}$ и σ_φ – математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение, связанные коэффициентом вариации k

$$\sigma_\varphi = k\overline{\varphi}, \qquad (17)$$

получим функцию распределения (рисунок 6,а):

$$F_\varphi(\varphi) = \int_{-\infty}^{\varphi} p_\varphi(\varphi)d\varphi. \qquad (18)$$

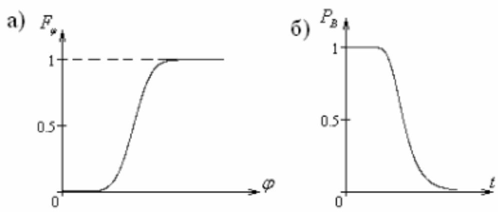

Рисунок 6 – Функция распределения безразмерной уравновешивающей силы (а) и вероятность нормального функционирования гидропяты (б)

Вероятность нахождения изображающей точки M в области B нормального функционирования устройства авторазгрузки (рисунок 3) определяется по следующей формуле [4] (рисунок 6,б):

$$P_B(t) = \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} \left[F_\chi(\chi_2,t) - F_\chi(\chi_1,t)\right]\frac{\partial F_\varphi(\varphi)}{\partial\varphi}d\varphi. \qquad (19)$$

Средняя наработка устройства авторазгрузки до отказа составляет:

$$T = \int_0^\infty P_B(t)dt. \qquad (20)$$

ПРИМЕР РАСЧЁТА

Исходные данные:

1) Отношения проводимостей дросселей: $\alpha_{T1} = \alpha_{T2} = 0{,}6$;

2) Минимально допустимое значение безразмерного зазора: $u_{\min} = 0{,}2$;

3) Максимально допустимое значение безразмерного расхода: $q_{\min} = 1{,}5$;

4) Математическое ожидание безразмерного уравновешивающего усилия: $\overline{\varphi} = 1$;

5) Коэффициент вариации: $k = 0{,}2$;

6) Предельные значения безразмерной уравновешивающей силы: $\varphi_{\min} = 0$; $\varphi_{\max} = 1{,}5$.

Области работы гидропяты с дополнительным цилиндрическим дросселем и без него представлены на рисунке 7.

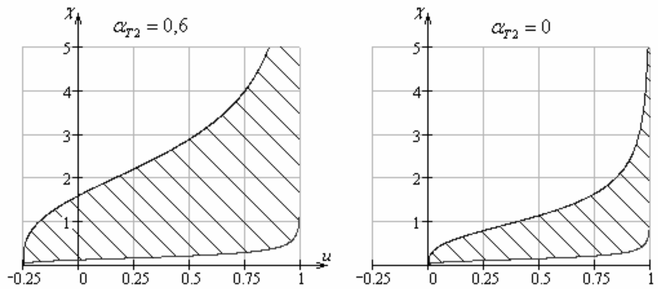

Рисунок 7 – Области работы гидропят

Изменение во времени вероятности нормального функционирования гидропяты представлена на рисунке 8.

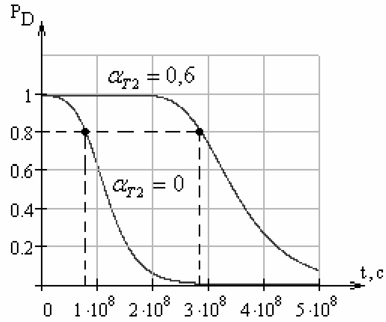

Рисунок 8 – Вероятность нормального функционирования гидропяты

Результаты вычислений сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты вычислений

Тип конструкции	Средняя наработка до отказа			Время эффективного функционирования с вероятностью 0,8		
	тыс. ч.					
	СЧ20	20Х13	30Х3МА	СЧ20	20Х13	30Х3МА
Без дополнительного дросселя	4,4	18,7	32,7	2,9	12,4	22,2
С дополнительным дросселем	13,3	56,9	99,5	10,5	45,3	77,8

Влияние отношения проводимостей торцового и цилиндрического дросселей на эффективность работы гидропяты для стали 30Х3МА представлена на рисунке 9.

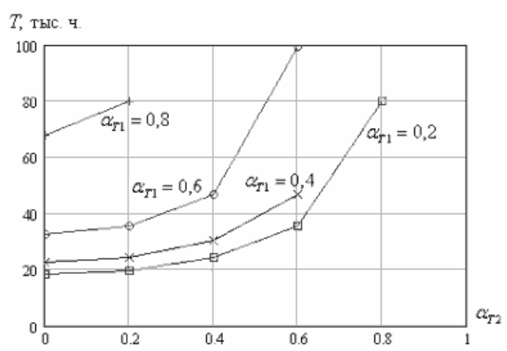

Рисунок 9 – Средняя наработка до отказа базовой конструкции гидропяты

Таким образом, на эффективность работы гидропят существенно влияют материал изнашиваемых поверхностей, а также отношение проводимостей торцового и цилиндрического дросселей. Так, например, эффективность работы гидропяты с дополнительным цилиндрическим дросселем в 3 раза выше, чем без него.

ВЫВОДЫ

Рассмотрена общая схема устройства и получено выражение для средней наработки до отказа с учётом имеющихся статистических данных по износу в щелевых уплотнениях.

Проведено исследование времени эксплуатации гидравлических разгрузочных устройств в области с допустимым диапазоном изменения торцового зазора.

Проанализировано влияние отдельных факторов (как геометрических, так и физических) на среднюю наработку до отказа гидропяты.

Полученные результаты могут быть использованы для предварительных вероятностных расчётах различных конструкций гидропят в области с допустимыми объёмными потерями.

SUMMARY

The efficiency of automatic balancing device on criterion of work in the field with the optimum losses was studied. General scheme of this device was considered, and expression for average life-length before refusal with account of available statistical results on wear-out of the surfaces of the radial throttle was received.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин.– М.: Машиностроение, 1980.– 200с.

2. Пырков А.А., Островерхов Г.Г. Надёжность питательных насосов// Экспресс-информация.– Серия ХМ-4.– М., ЦИНТИхимнефтемаш.– 1975.– № 6.– С.16.

3. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надёжность машин/ Под ред. Д.Н.Решетова.– М.: Высшая школа, 1988.

4. Matematyka. Poradnik encyklopedyczny/ Pod redakcją I.N.Bronszteina i K.A.Siemiendiajewa.– Warszawa: Wydawnictwo naukowe PWN, 2004.