
ПРИКЛАДНА ГІДРОАЕРОМЕХАНІКА

І ТЕПЛОМАСООБМІН

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*

Исследована эффективность автоматических уравновешивающих устройств по критерию оптимальной работы на примере общей схемы гидропьяты. Получено выражение для средней наработки до отказа с учётом имеющихся статистических данных по износу поверхностей дросселирующих каналов.

ВВЕДЕНИЕ

Для разгрузки осевого усилия, действующего на ротор центробежных насосов, широко применяются автоматические разгрузочные устройства – гидропьяты. 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 гидропьяты [1] вызывается естественным эрозионным износом цилиндрических 3, 4 и торцевой 5 дросселирующих щелей (рис. 1).

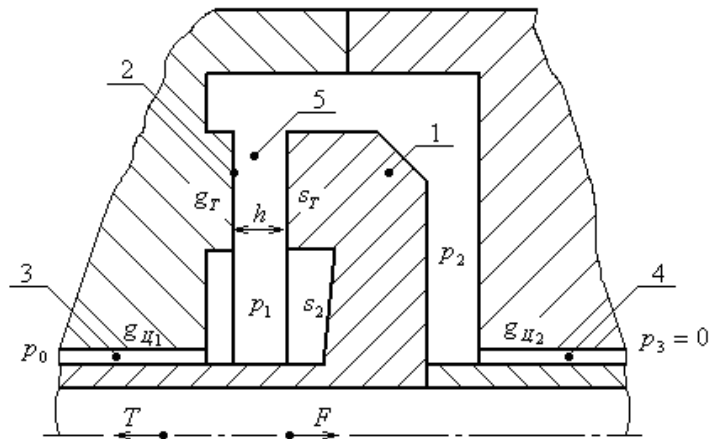


Рисунок 1 – Схема узла гидропьяты:

1 – разгрузочный диск; 2 – подушка; 3 – цилиндрический дроссель;
4 – дополнительный цилиндрический дроссель; 5 – торцевой дроссель

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 гидропята.

ОЦЕНКА СРЕДНЕЙ НАРАБОТКИ ДО ОТКАЗА ГИДРОПЯТЫ

Под наработкой до отказа гидропята 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 гидропята 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:

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

T – суммарная осевая сила, действующая на ротор насоса.

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

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

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:

$$\varphi(u) = \frac{1 + (1 - \sigma) \alpha_{Т2}^2 u^3}{1 + (\alpha_{Т1}^2 + \alpha_{Т2}^2) u^3}, \quad (4)$$

где введены отношения проводимостей торцового и цилиндрических дросселей $\alpha_{Т1} = g_{ТБ}/g_{Ц1}$ и $\alpha_{Т2} = g_{ТБ}/g_{Ц2}$, а также безразмерный торцовый зазор $u = h/h_{ТБ}$.

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

В случае отсутствия цилиндрического дросселя ($g_{Ц2} \rightarrow \infty$, или $\alpha_{Т2} = 0$) статическая характеристика гидропята описывается следующим уравнением:

$$\varphi(u) = \frac{1}{1 + \alpha_{Т1}^2 u^3}. \quad (5)$$

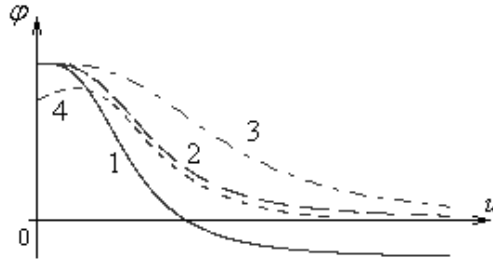


Рисунок 2 – Статическая характеристика гидропняты:
 1 – с дополнительным цилиндрическим дросселем; 2 – без дополнительного цилиндрического дросселя; 3 – с подводом запирающей жидкости; 4 – с учётом деформации разгрузочного диска

Выразим безразмерный зазор как функцию безразмерной уравнивающей силы

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

Введём относительный износ как значение радиального зазора к первоначальному (рис. 3):

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

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:

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

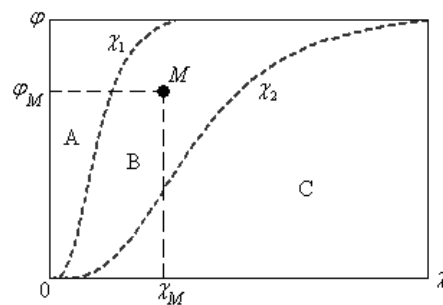


Рисунок 3 – Области работы узла гидропняты:
 А – область, соответствующая минимально допустимому значению торцового зазора; В – область нормального функционирования;
 С – область недопустимых объёмных потерь

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 (рис. 4):

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

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]:

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

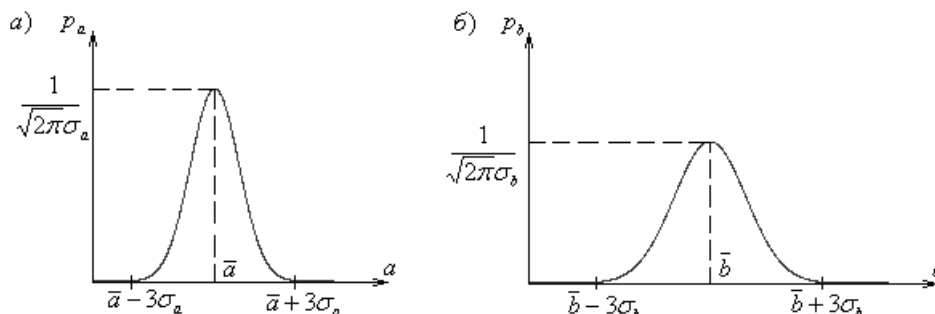


Рисунок 4 – Плотности вероятности случайных величин

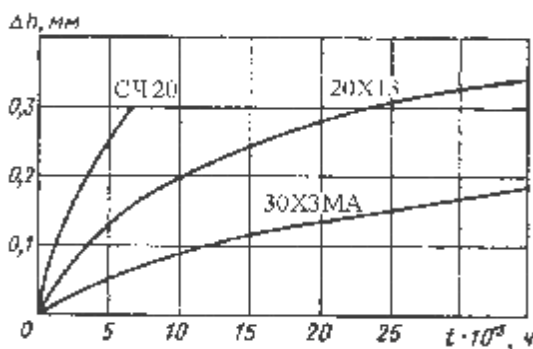


Рисунок 5 – Приращение зазора в щелевых уплотнениях с течением времени

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

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

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

$$\bar{\chi}(t) = \bar{a} + \bar{b}t; \quad (13)$$

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

Функция распределения радиального зазора

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

Считая уравновешивающую силу φ стационарной случайной функцией с нормальным законом распределения

$$p_\varphi(\varphi) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_\varphi} e^{-\frac{[\varphi - \bar{\varphi}]^2}{2\sigma_\varphi^2}}, \quad (16)$$

где $\bar{\varphi}$ и σ_φ – математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение, связанные коэффициентом вариации k :

$$\sigma_\varphi = k\bar{\varphi}, \quad (17)$$

получим функцию распределения (рис. 6а):

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

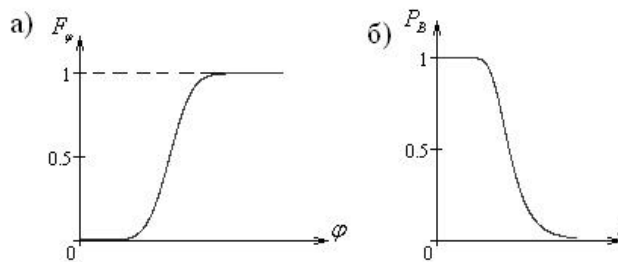


Рисунок 6 – Функция распределения безразмерной уравновешивающей силы (а); вероятность нормального функционирования гидрояты (б)

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

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

Средняя наработка устройства авторазгрузки до отказа составляет

$$T = \int_0^{\infty} P_B(t) dt. \quad (20)$$

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 $\bar{\varphi} = 1$;
- 5) коэффициент вариации $k = 0,2$;
- 6) предельные значения безразмерной уравновешивающей силы $\varphi_{\min} = 0$; $\varphi_{\max} = 1,5$.

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

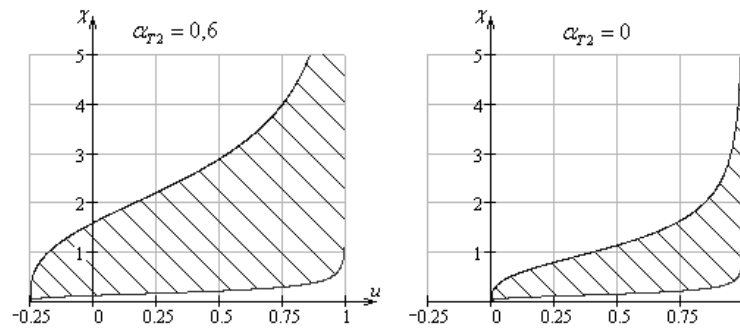


Рисунок 7 – Области работы гидропята

Изменение во времени вероятности нормального функционирования гидропята представлено на рисунке 8.

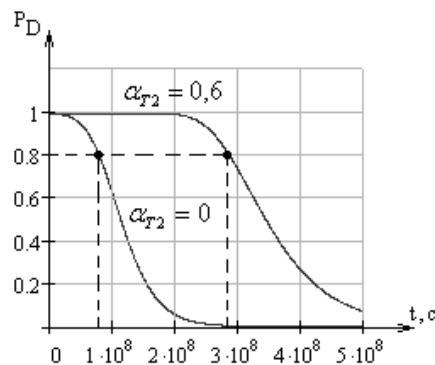


Рисунок 8 – Вероятность нормального функционирования гидропята

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	20X13	30X3МА	СЧ20	20X13	30X3МА
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 гидропята для стали 30X3МА представлено на рисунке 9.

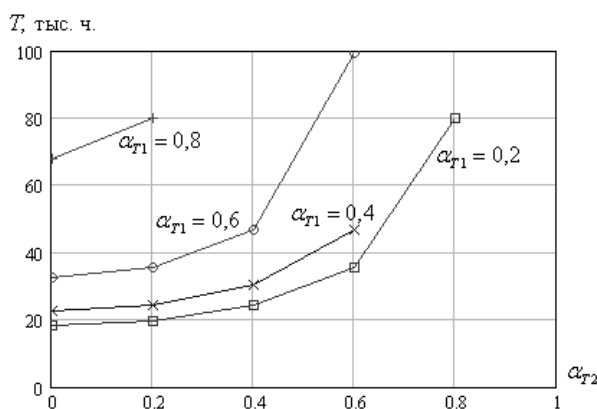


Рисунок 9 – Средняя наработка до отказа базовой конструкции гидропята

Таким образом, на эффективность работы гидроплат существенно влияют материал изнашиваемых поверхностей, а также отношение проводимостей торцового и цилиндрического дросселей. Так, например, эффективность работы гидропята 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 гидропята.

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

SUMMARY

ESTIMATION OF THE EFFICIENT WORK OF THE AUTOMATIC BALANCING DEVICE ON AVERAGE LIFE-LENGTH BEFORE REFUSAL

*I.V. Pavlenko, Sumy State University;
A. Korczak, Silesija Polytechnical Institute*

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.– 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.Siemiendajewa.– Warszawa: Wydawnictwo naukowe PWN, 2004.

***И.В. Павленко**, аспирант, СумГУ, г. Сумы, Украина;*

***А. Корчак**, д-р техн. наук, Силезский политехнический институт, г. Гливице, Польша*

Поступила в редакцию 20 апреля 2007 г.