

МЕТОДИКА РАСЧЕТА АВТОМАТИЧЕСКИХ ЗАДВИЖЕК С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ДЕМПФЕРОМ

Б. М. ТИТОВ

(Представлено научным семинаром кафедры горной механики)

Нагнетательный трубопровод мощных водоотливных установок в период пуска насоса для уменьшения пускового момента электродвигателя необходимо перекрывать. Для автоматизации этого процесса предложены пусковые задвижки с пружинно-масляным (рис. 1) и водяным демпфером [1]. Ниже на конкретном примере приводится методика расчета этих задвижек с использованием коэффициентов сопротивления дроссельных отверстий (рис. 2), полученных экспериментальным путем И. Н. Кичиным [2].

Дано: Производительность насоса

$$Q_n = 300 \text{ м}^3/\text{час},$$

Напор насоса $H_n = 300 \text{ м вод. ст.},$

Диаметр трубопровода $D_{\text{тп}} = 200 \text{ мм.}$

Длина трубопровода $L = 330 \text{ м.}$

Ход поршня до начала от-
крытия задвижки $h = 20 \text{ мм.}$

Удельный вес масла $\gamma = 0,915 \text{ г/см}^3.$

Вязкость масла $\nu = 1,0 \text{ ст.}$

Требуется определить: время и скорость открытия задвижки, диаметр демпферного

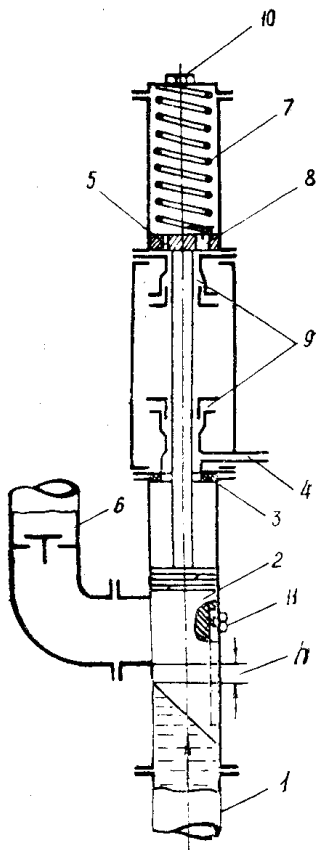


Рис. 1. Автоматическая пусковая задвижка с пружинно-масляным демпфером.

1—нагнетательный патрубок насоса; 2—поршень-задвижка; 3—эластичное уплотнение; 4—декомпрессионный канал; 5—дроссельное отверстие; 6—обратный клапан нагнетательного трубопровода; 7—пружина; 8—декомпрессионный клапан; 9—сальник; 10—пробка для заливки масла; 11—фиксатор положения поршня задвижки.

цилиндра, размер дроссельного отверстия и время закрытия задвижки.

Решение

1. Объем нагнетательного трубопровода

$$V = \frac{\pi D_m^2}{4} L = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \cdot 330 = 10,4 \text{ м}^3.$$

2. Время открытия задвижки, необходимое для заполнения нагнетательного трубопровода водой, при производительности насоса $300 \text{ м}^3/\text{час}$

$$t = 3600 \frac{V}{Q_n} = 3600 \frac{10,4}{200} = 125 \text{ сек.}$$

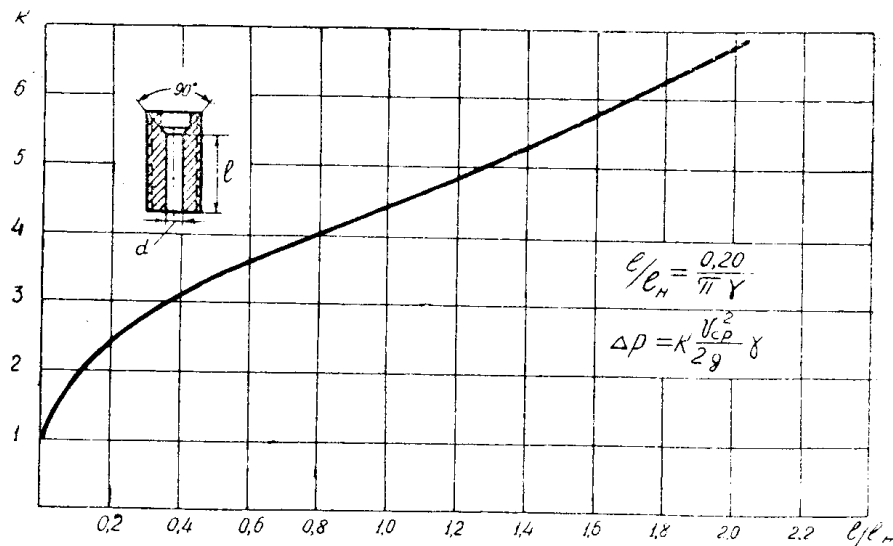


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления от размеров дроссельного устройства.

3. Ход поршня задвижки

$$s = D_m + h = 200 + 20 = 220 \text{ мм.}$$

4. Скорость открытия задвижки

$$w = \frac{s}{t} = \frac{220}{125} = 1,8 \text{ мм/сек.}$$

5. Диаметр демпферного цилиндра для уменьшения перепада давления принимаем в полтора раза больше диаметра поршня задвижки

$$D_n = 1,5 D_m = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ мм.}$$

6. Объем масла в демпферном цилиндре

$$V_n = \frac{\pi D_n^2}{4} s = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cdot 0,22 = 0,0156 \text{ м}^3.$$

7. Расход масла через дроссельное отверстие

$$Q = \frac{V_n \cdot 10^6}{t} = \frac{0,0156 \cdot 10^6}{125} = 125 \text{ см}^3/\text{сек.}$$

8. Длина начального участка ламинарного потока

$$l_n = \frac{0,2 \cdot Q}{\pi \gamma} = \frac{0,2 \cdot 125}{3,14 \cdot 1,0} = 8,0 \text{ см.}$$

9. Из конструктивных соображений принимаем толщину демпферного поршня 60 мм, $l = 5,0$ см и по отношению $l/l_n = 0,625$ находим (рис. 2) $\kappa = 3,6$.

10. Перепад давления в дроссельном цилиндре

$$\Delta p = H_n \left(\frac{D_m}{D_n} \right)^2 = 30 \left(\frac{200}{300} \right)^2 = 13,4 \text{ кг/см}^2.$$

11. Средняя скорость истечения масла через дроссельное отверстие [2]

$$v_{cp} = \sqrt{\frac{2g \Delta p}{\kappa \gamma}} = \frac{2 \cdot 980 \cdot 13,4}{3,6 \cdot 0,915} = 90 \text{ см/сек.}$$

12. Площадь и диаметр дроссельного отверстия

$$F = \frac{Q}{v_{cp}} = \frac{125}{90} = 1,39 \text{ см}^2,$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,39}{3,14}} = 1,33 \text{ см.}$$

13. Перепад давления при закрытии задвижки определяется весом поршня — клапана и усилием возвратной пружины. Допустим, что $\Delta p' = 1 \text{ кг/см}^2$, тогда

$$v'_{cp} = \sqrt{\frac{2g \Delta p'}{\kappa \gamma}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 980 \cdot 1,0}{3,6 \cdot 0,915}} = 26 \text{ см/сек.}$$

14. Расход масла через дроссельное отверстие

$$Q' = \frac{\pi d^2}{4} v'_{cp} = \frac{3,14 \cdot 1,33^2}{4} \cdot 26 = 36 \text{ см}^3/\text{сек.}$$

15. Время закрытия задвижки

$$t' = \frac{v_n}{Q'} = \frac{15600}{36} = 430 \text{ сек.}$$

Если полученные результаты не удовлетворяют предъявленным требованиям, то соответственно изменяются t , D_w , e , γ и расчет повторяется. Скорость открытия задвижки в эксплуатационных условиях можно регулировать за счет изменения диаметра дроссельного отверстия и вязкости масла, а скорость закрытия за счет установки декомпрессионного клапана на поршне демпферного цилиндра.

Расчет автоматической пусковой задвижки с водяным демпфером [1] производится аналогичным образом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Титов Б. М. Автоматическая пусковая задвижка и гаситель гидравлических ударов. Проектирование и строительство горных предприятий, № 2, Углетехиздат, 1959.

2. Кичин И. Н. Определение коэффициентов гидравлических потерь для дроссельных сопротивлений в системах гидроавтоматики. Автоматика и телемеханика, т. 18, вып. 1, изд. АН СССР, 1957.