

2 ОХРАНА ВОДНЫХ РЕСУРСОВ, ВОДООБЕСПЕЧЕНИЕ И ТЕПЛОТЕХНИКА

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ДИСКОВЫХ БИОФИЛЬТРОВ

В.Н. Яромский, В.Л. Ковальчук, В.В. Мороз

Факультет водоснабжения и гидромелиорации, БПИ
Брест, Республика Беларусь.

Обсуждаются подходы в решении проблемы расчёта мощности приводных устройств погружных дисковых биофильтров, предложено новое видение этой проблемы, новые подходы и формулы для расчёта, которые более широко охватывают как гидродинамические показатели потока, так и чисто механические параметры, от которых зависит окончательная мощность приводного устройства.

ПОГРУЖНОЙ, ДИСКОВЫЙ, БИОФИЛЬТР, СТОЧНАЯ, ЖИДКОСТЬ, КРУТЯЩИЙ, МОМЕНТ, ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ, СОПРОТИВЛЕНИЕ, ПРИВОДНОЕ, УСТРОЙСТВО, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ, МОЩНОСТЬ

Дисковые биофильтры являются перспективным сооружением для биологической очистки сточных вод. Они с успехом используются во многих странах мира. Однако, при применении дисковых биофильтров возникают вопросы, связанные с проектированием приводных устройств, выбором типа и числа электродвигателей.

В институте гидромеханики АН Украины проведены экспериментально-теоретические исследования по энергопотреблению дисковых биофильтров и предложена методика их расчёта [1]. Однако, в этой методике не учитывается вид сточной жидкости. Установлено, что при очистке бытовых сточных вод образуется от 0,5 до 1,0 % осадка от суточной производительности, а при очистке сточных вод молокоперерабатывающих предприятий осадка образуется в 6-10 раз больше. Соответственно, и толщина биологической плёнки на дисках будет разной. А это существенно влияет на гидравлическое сопротивление.

В лаборатории "Технологии очистки природных и сточных вод" выполнены специальные исследования, целью которых явилось эксперименталь-

ное определение крутящего момента по гидравлическому сопротивлению погружных дисковых биофильтров при биологической очистке сточных вод молокоперерабатывающих предприятий и его влияние на их энергопотребление.

При проведении экспериментов использовали установку с биофильтром-вытеснителем. Методика проводимого нами эксперимента состояла в следующем: на валу располагались перфорированные диски из пластика толщиной 1 мм, через биофильтр-вытеснитель пропускалась сточная жидкость, причём скорость протекания сточных вод со временем изменялась. При каждом изменении скорости движения сточной жидкости, нами с помощью измерительного прибора, определено то усилие, при котором вал с дисками приводился во вращательное движение. На основе полученных опытных данных построены графики, представленные на рисунках 1, 2.

Как видно из рисунков 1, 2, при увеличении скорости движения сточной жидкости увеличивается и значение крутящего момента. Это и очевидно, так как при различных скоростях движения сточных вод в биофильтре, сопротивление, которое оказывает вода на вращение дисков при их обтекании - неодинаково. При проведении эксперимента число Рейнольдса составляло 327...2290.

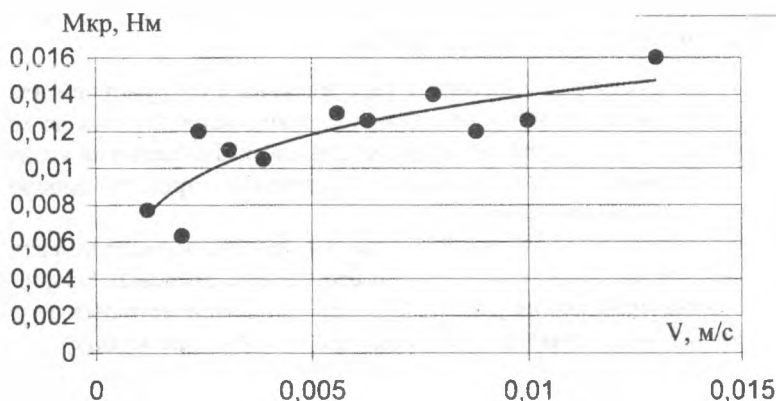


Рисунок 1 График зависимости крутящего момента от скорости движения сточной жидкости, при площади дисков $0,81 \text{ м}^2$.

О том, что скорость движения сточных вод необходимо учитывать, говорит тот факт, что диск (диски) необходимо рассматривать как местные

сопротивления на пути движения сточных вод [2,3]. Местные сопротивления (потери напора) выражаются как через скоростной напор, соответствующий скорости до препятствия в потоке, так и через скоростной напор, подсчитанный по скорости за этим препятствием. Обычно, в справочниках приводятся коэффициенты местных потерь, применительно к скоростному напору $V_2/2g$, - после препятствия. Но иногда коэффициенты местных сопротивлений даются для скоростного напора $V_1/2g$, где V_1 - средняя скорость до препятствия.

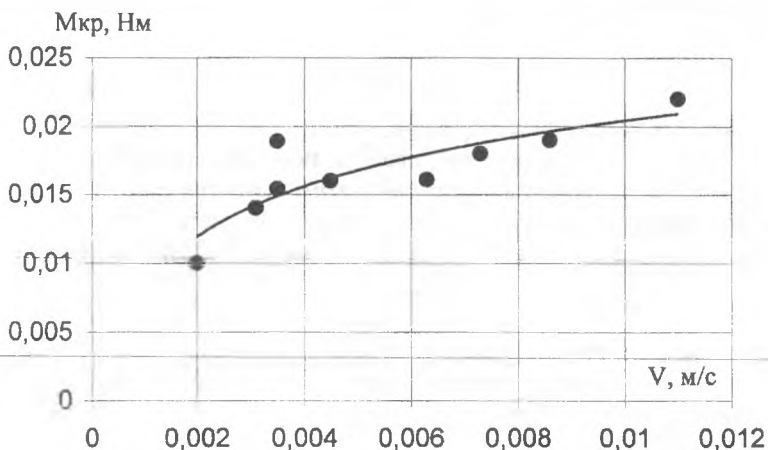


Рисунок 2 График зависимости крутящего момента от скорости движения сточной жидкости, при площади дисков $1,17 \text{ м}^2$.

В ходе дальнейшего анализа и обработки полученных экспериментальным путём данных, нами предложена формула (1), для определения крутящего момента по гидравлическим сопротивлениям

$$M_{кр} = |0,0041 * \ln(V_{ж}) + 0,035| * \rho * V_R * D * 0,45 * F; \text{ Н*м}, \quad (1)$$

где $V_{ж}$ - осреднённая скорость движения сточных вод, м/с; V_R - линейная скорость на ободе диска, м/с; ρ - массовая плотность жидкости ($\rho \approx 1020 \text{ кг/м}^3$); D - диаметр диска, м; F - общая площадь дисков с двух сторон, м^2 . Общая требуемая площадь дисков определится как

$$F = [(L_{en} - L_{ex}) * Q] / OM, \text{ м}^2, \quad (2)$$

где $L_{\text{ен}}$ - исходное БПК₅ сточных вод, подаваемых на очистку, г/м³; $L_{\text{ек}}$ - конечное БПК₅ сточных вод после очистки, г/м³; Q - расход сточных вод, м³/сут; OM - окислительная мощность, г/м²сут (окислительная мощность для различных категорий сточных вод определяется экспериментальным путём. $OM \approx 50 \dots 250$ г/м²сут).

Осреднённая скорость

$$V_{\text{ж}} = Q/W, \text{ м/с}, \quad (3)$$

где W - площадь живого сечения, м².

Линейная скорость на ободе диска

$$V_R = (\pi * n * D) / 60, \text{ м/с}, \quad (4)$$

где n - частота вращения вала ротора, мин⁻¹;

Ввиду того, что при вращении вала с дисками, энергия расходуется не только на преодоление сил гидравлического сопротивления, но и на механические потери, то имеется необходимость в их учёте. Формула для определения момента от сил трения в опорах подшипника имеет вид [1]

$$M_{\text{он}} = G_g * f * 0,5 * d * z, \text{ Н*м}, \quad (5)$$

где G_g - масса одного диска с биомассой, Н; f - коэффициент трения в опорных подшипниках; d - диаметр вала, м; z - число дисков на валу, шт.

Общая мощность на преодоление сил гидравлического и механического сопротивления определится как

$$N = (M_{\text{кр}} + M_{\text{он}}) * \omega, \text{ Вт}, \quad (6)$$

где ω - угловая скорость вращения вала ротора, рад/сек, определяется как

$$\omega = (\pi * n) / 30, \text{ рад/сек}. \quad (7)$$

Окончательная формула для определения мощности приводного устройства имеет вид

$$N_{\text{общ}} = N / \eta * 10^3, \text{ кВт}, \quad (8)$$

где η - общий к.п.д. привода, составляющий

$$\eta = \eta_p * \eta_{\text{шт}} * \dots * \eta_m, \quad (9)$$

где η_p - к.п.д. редуктора; $\eta_{\text{шт}}$ - к.п.д. цепной передачи; η_m - к.п.д. муфты.

Количество слагаемых в формуле (9) зависит от варианта компоновочной схемы погружного дискового биофильтра.

Предложенная формула (1), учитывает все виды гидравлического сопротивления: будь то сопротивление, которое оказывает жидкость на диски, при их вращении; либо сопротивление дисков жидкости при их обтекании, иными словами - охватывает весь спектр гидродинамических показателей потока жидкости. Она так же включает в себя основные технологические показатели. При подборе мощности приводного устройства по выше перечисленным формулам, нет необходимости производить проверку на пусковой режим, т.к. это учитывалось в процессе эксперимента.

Литература

1 Чёрный И.М., Игнатенко А.В. Расчёт энергопотребления дисковых биофильтров. "Водоснабжение и санитарная техника" №2, 1990 г.

2 Кременецкий Н.Н. и др. Гидравлика. "Энергия", 1973 г.

3 Чёрный И.М., Тарасюк Т.П. Кинематика течения жидкости в биологическом реакторе с вращающейся загрузкой. "Гидравлика и гидротехника" №41 1985 г.

О СОДЕРЖАНИИ МИНЕРАЛЬНЫХ АЗОТИСТЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ПОДЗЕМНЫХ ВОДАХ

В.Н. Яромский, Т.М. Лысенкова, С.В. Соколюк

Факультет водоснабжения и гидромелиорации, БПИ
Брест, Республика Беларусь

Освещается современное состояние проблемы содержания минеральных азотсодержащих соединений в подземных водах.

СОДЕРЖАНИЕ, МИНЕРАЛЬНЫЕ, АЗОТИСТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ,
ПОДЗЕМНЫЕ, ВОДЫ

Интенсивное применение азотных удобрений в сельском хозяйстве, развитие промышленности, городские агломерации обуславливают загрязнение подземных вод в региональном масштабе азотсодержащими соединениями. Наряду с наличием азотсодержащих веществ, вызванных антропогенной деятельностью, может наблюдаться и высокое фоновое содержание азота в воде.