

К РАСЧЕТУ РАЗГРУЗОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ И ВНУТРЕННЕГО ДИАМЕТРА ШЛАМОВОЙ НАСАДКИ В НАПОРНЫХ ГИДРОЦИКЛОНАХ

Запорожская государственная инженерная академия

Наведено аналітичні залежності для розрахунку величини розвантажувального відношення та внутрішнього діаметру шламової насадки в напірних гідроциклонах за умов спільної роботи шламової та сливної насадок. Показано вплив втрат крутіння на величину розвантажувального відношення та внутрішнього діаметру шламової насадки. Виконано розрахунок розвантажувального відношення та внутрішнього діаметру шламової насадки гідроциклону Г-360 та здійснено порівняння із існуючим діаметром.

Приведены аналитические зависимости для расчета величины разгрузочного отношения и внутреннего диаметра шламовой насадки в напорных гидроциклонах в условиях совместной работы шламовой и сливной насадок. Показано влияние потерь крутки на величину разгрузочного отношения и внутреннего диаметра шламовой насадки. Выполнен расчет разгрузочного отношения и внутреннего диаметра шламовой насадки гидроциклона Г-360 и проведено сравнение с существующим диаметром.

Введение. Настоящая статья является продолжением цикла публикаций [1-3], посвященных изучению работы напорных гидроциклонов.

Известно, что в гидроциклонах данного типа разгрузочное отношение представляет собой отношение внутреннего диаметра шламовой насадки $D_{шл}$ к внутреннему диаметру трубы $D_{сл}$ сливной насадки, «является основным фактором, определяющим показатели работы гидроциклона» [4], и характеризует отношение объемной производительности линий шламовой и сливной насадок $Q_{шл}/Q_{сл}$.

Анализ практических данных и достижений. Существующие эмпирические зависимости для расчета отношения объемной производительности линий шламовой и сливной насадок $Q_{шл}/Q_{сл} = f(D_{шл}/D_{сл})$ не являются источником для определения размера внутреннего диаметра шламовой насадки, в связи с чем его величину задают произвольно. Поэтому на практике размер внутреннего диаметра шламовой насадки подбирают при настройке, а при проектировании его величина должна быть рассчитана.

Постановка задачи. Задачей работы является разработка единого подхода к расчету величин разгрузочного отношения и внутреннего диаметра шламовой насадки для напорных гидроциклонов, обеспечивающих заданные по технологии объемные производительности линий шламовой и сливной насадок.

Изложение материалов исследований. Значения вышеуказанных параметров могут быть определены после расчета коэффициента сопротивления $\xi_{вх,1}$ и параметра крутки $\frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{сл}}$ по линии сливной насадки, а также объемных производительностей по линиям сливной Q_{01} и шламовой Q_{02} насадок, отнесенных к входному сечению гидроциклона.

Величину отношения Q_{02}/Q_{01} , приведенного ко входу в гидроциклон, в соответствии с работой [1], определяют с использованием выражения

$$\frac{Q_{02}}{Q_{01}} = \sqrt{\frac{\xi_{ex1} \cdot \Delta P_{0-2}}{\xi_{ex2} \cdot \Delta P_{0-1}}}, \quad (1)$$

где ξ_{ex1}, ξ_{ex2} – коэффициенты сопротивления гидроциклона по линиям сливной и шламовой насадок соответственно; $\Delta P_{0-1}, \Delta P_{0-2}$ – перепад давления в гидроциклоне по линиям сливной и шламовой насадок соответственно.

При $\Delta P_{0-2} = \Delta P_{0-1} = \Delta P$ и выражение (1) можно записать как

$$\frac{Q_{02}}{Q_{01}} = \sqrt{\frac{\xi_{ex1}}{\xi_{ex2}}}. \quad (2)$$

В уравнении (2) неизвестным является коэффициент сопротивления по линии шламовой насадки ξ_{ex2} , который служит функцией параметра крутки по линии шламовой насадки $\xi_{ex2} = F\left(\frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{шл}}\right)$ и может быть определен по формуле

$$\xi_{ex2} = \frac{\rho_2}{\rho_0} \cdot \left(\frac{\frac{R_0}{R_{\psi}}}{\varphi_0 \cdot \frac{R_{шл}}{R_{\psi}} \cdot \frac{\cos \alpha_2}{1 + \sin^2 \alpha_2}} \right)^2, \quad (3)$$

где ρ_0, ρ_2 – плотность суспензии на входе в гидроциклон и по линии шламовой насадки соответственно; φ_0 – коэффициент потери скорости во входных патрубках подвода суспензии в гидроциклон; R_0 – радиус крутки суспензии на входе в гидроциклон; R_{ψ} – радиус цилиндрической части гидроциклона; $R_{шл}$ – внутренний радиус трубы шламовой насадки гидроциклона; α_2 – угол крутки на выходе из шламовой насадки

ки $\sin \alpha_2 = \sqrt[3]{\frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{шл}} \cdot \frac{1}{4\varepsilon_2} \cdot \frac{\rho_0}{\rho_{шл}}}$, ε_2 – коэффициент уменьшения начального момента количества движения по линии шламовой насадки, характеризующий потери крутки на участке «вход в гидроциклон-выход из шламовой насадки».

При определении величины разгрузочного отношения $D_{шл}/D_{сл} = R_{шл}/R_{сл}$ в зависимостях (3) и выражении для $\sin \alpha_2$ выполним следующие преобразования:

$$\frac{R_{шл}}{R_{\psi}} = \frac{R_{шл}}{R_{сл}} \cdot \frac{R_{сл}}{R_{\psi}}, \quad \frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{шл}} = \frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{сл}} \cdot \frac{R_{сл}}{R_{шл}},$$

при этом обозначим:

$$D_{шл}/D_{сл} = R_{шл}/R_{сл} = X, \quad \frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{сл}} \cdot \frac{1}{4\varepsilon_2} \cdot \frac{\rho_0}{\rho_2} = C = \frac{A_1}{4\varepsilon_2} \cdot \frac{\rho_0}{\rho_2},$$

где A_1 – параметр крутки по линии сливной насадки; $A_1 = \frac{\Sigma f}{\pi \cdot R_0 \cdot R_{сл}}$.

С учетом этого коэффициент сопротивления по линии шламовой насадки ξ_{ex2} определяется следующим уравнением

$$\xi_{ex2} = \frac{\rho_2}{\rho_0} \cdot \left(\frac{\frac{R_0}{R_{\psi}}}{\varphi_0 \cdot X \cdot \frac{R_{сл}}{R_{\psi}} \cdot \frac{\cos \alpha_2}{1 + \sin^2 \alpha_2}} \right)^2, \quad (4)$$

где в соответствии с выражением (3)

$$\sin \alpha_2 = \sqrt[3]{\frac{A_1}{4\epsilon_2} \cdot \frac{\rho_0}{\rho_2} \cdot \frac{1}{X}} = \sqrt[3]{\frac{C}{X}} = \left(\frac{C}{X}\right)^{1/3}.$$

Откуда

$$\cos \alpha_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_2} = \sqrt{1 - \left(\frac{C}{X}\right)^{2/3}}. \quad (5)$$

После подстановки выражений для $\sin \alpha_2$ и $\cos \alpha_2$ в уравнение (5) и некоторых алгебраических преобразований получаем уравнение, определяющее связь разгрузочного отношения с конструктивными размерами гидроциклона

$$X \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{C}{X}\right)^{2/3}}}{1 + \left(\frac{C}{X}\right)^{2/3}} = \frac{\bar{R}_0}{\Phi_0 \cdot \bar{R}_{cl}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_0}} \cdot Q_{0-2}}{\sqrt{\xi_{ex1}} \cdot Q_{0-1}}, \quad (6)$$

где $\bar{R}_0 = R_0/R_u$; $\bar{R}_{cl} = R_{cl}/R_u$.

Правая часть уравнения (6) не зависит от X и для рассматриваемого гидроциклона является постоянной величиной. Обозначаем ее как B_u .

Тогда уравнение (6) имеет вид

$$X \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{C}{X}\right)^{2/3}}}{1 + \left(\frac{C}{X}\right)^{2/3}} = B_u. \quad (7)$$

Вводя обозначение $\left(\frac{C}{X}\right)^{2/3} = Z$, получаем $\frac{C}{X} = Z^{3/2}$, откуда выражение для разгрузочного отношения можно записать

$$X = \frac{C}{Z^{3/2}}. \quad (8)$$

Подставляя выражение (8) в уравнение (7) и возводя левую и правую части полученного уравнения во вторую степень, можно записать

$$\frac{C^2}{Z^3} \cdot \frac{1 - Z}{(1 + Z)^2} = B_u^2. \quad (9)$$

Откуда

$$\frac{1 - Z}{Z^3} = \left(\frac{B_u}{C}\right)^2 (1 + Z)^2. \quad (10)$$

Обозначив $(B_u / C)^2 = a$, получаем

$$1 - Z = a \cdot Z^3 \cdot (1 + 2Z + Z^2). \quad (11)$$

или

$$a \cdot Z^5 + 2a \cdot Z^4 + a \cdot Z^3 + Z - 1 = 0 . \quad (12)$$

В уравнении (11) вводим замену $a = (B_u/C)^2$ и получаем функцию Z в следующем виде

$$f(Z) = B_u^2 \cdot Z^5 + 2B_u^2 \cdot Z^4 + B_u^2 \cdot Z^3 + C^2 \cdot Z - C^2 = 0 , \quad (13)$$

где Z – параметр, определяющий разгрузочное отношение.

Уравнение (13) является уравнением пятой степени и алгебраического решения относительно Z в явном виде не имеет. Поэтому разгрузочное отношение следует определить графическим путем с использованием зависимости:

$$X \frac{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{C}{X}\right)^2}}{1 + \left(\frac{C}{X}\right)^2} = B . \quad (14)$$

Так, для нескольких значений параметра X рассчитывают величину B и строят кривую $B = f(X)$. Затем по параметру B_u графически определяют значение X (как показано на рис. 1) для гидроциклона Г-360 примера «а» [5] с параметрами $A_1 = 0,236$, $\xi_{\text{вх1}} = 16,95$, $Q_{0-1} = 57,95 \text{ м}^3/\text{ч}$, $Q_{0-2} = 27,85 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $B_u = 0,337$ при $\bar{R}_0 = R_0/R_u = 0,83$; $\bar{R}_{\text{сл}} = R_{\text{сл}}/R_u = 0,90$.

Значения B , рассчитанные с использованием уравнения (14), при различной величине X , представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Значения параметра B при различных разгрузочных отношениях и потерях крутки

Параметр X	Параметр B			
	$\varepsilon_2 = 1,0$	$\varepsilon_2 = 0,50$	$\varepsilon_2 = 0,20$	$\varepsilon_2 = 0,12$
1,0	0,799	0,703	0,517	0,378
0,8	0,617	0,53	0,368	0,234
0,6	0,438	0,365	0,227	0,113
0,4	0,256	0,206	0,0945	
0,2	0,103	0,064		
0,1	0,032			

По данным таблицы на рис. 1 построены зависимости изменения параметра B при изменении разгрузочного отношения X .

Из рис. 2 видно, что при уменьшении коэффициента потерь крутки величина разгрузочного отношения увеличивается и при значительных потерях крутки ($\varepsilon \Rightarrow 0$) может достигать единицы.

Более точно разгрузочное отношение X можно определить методом интерполяции. Для этого из табл. 1 для численных значений $B_1 < B_u < B_2$ необходимо выбрать величины X_1 и X_2 , а затем рассчитать разгрузочное отношение по формуле

$$X = X_2 - (B_2 - B_u) \cdot \frac{X_2 - X_1}{B_2 - B_1} . \quad (15)$$

Так, для гидроциклона примера «а» [5], согласно табл. 1, имеем:

– при $\varepsilon_2 = 1,0$: $X_1 = 0,4$; $B_1 = 0,256$; $X_2 = 0,6$; $B_2 = 0,438$. $X = 0,489$.

– при: $\varepsilon_2 = 0,5$: $X_1 = 0,4$; $B_1 = 0,206$; $X_2 = 0,6$ $B_2 = 0,365$. $X = 0,564$.

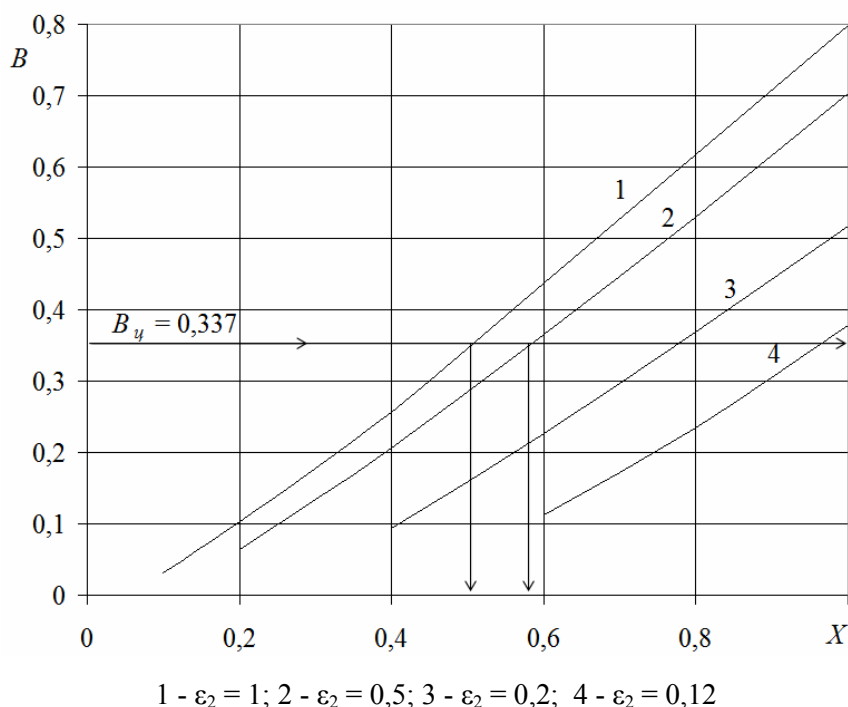


Рисунок 1 – Значения параметра B гидроциклона Г-360 при различных разгрузочных отношениях и коэффициентах потерь крутки

Из рис. 1 видно, что при $\varepsilon_2 = 1,0$ величина разгрузочного отношения X составляет 0,48, а при $\varepsilon_2 = 0,5$ – достигает 0,57 и зависит от коэффициента потерь крутки. Зависимость изменения разгрузочного отношения от изменения коэффициента потерь крутки показана на рис. 2.

Следовательно, при внутреннем диаметре трубы сливной насадки равном $D_{сл} = 115$ мм гидроциклона Г-360 и $\varepsilon_2 = 1,0$ внутренний диаметр шламовой насадки составит $D_{шл} = 56,235$ мм, а при $\varepsilon_2 = 0,5$ будет равняться 64,86 мм.

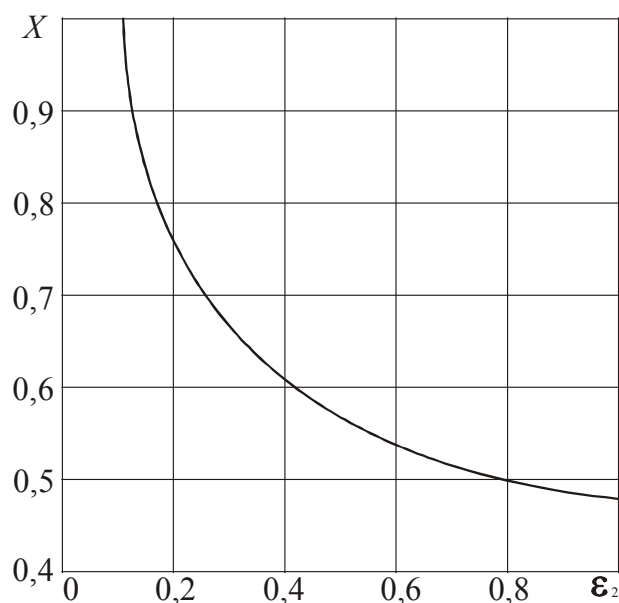


Рисунок 2 – Зависимость разгрузочного отношения от коэффициента потерь крутки

Отсюда следует, что внутренний диаметр шламовой насадки для данного гидроциклона не должен быть меньше размера, определенного при $\varepsilon_2 = 1,0$, то есть 56,235 мм (в примере «а» он принят равным 50 мм). В противном случае коэффициент уменьшения начального момента количества движения, характеризующий потерю крутки от входа в гидроциклон до выхода из шламовой насадки ε_2 , будет больше единицы, чего теоретически быть не может. Или в данном случае не будут обеспечены принятые отношения объемных расходов $Q_{шл}/Q_{сл}$ и придется уменьшать внутренний диаметр трубы сливной насадки, что приведет к изменению параметра крутки по линии сливной насадки и сепарирующих качеств гидроциклона, в связи с чем регулировать разгрузочное отношение изменением внутреннего диаметра указанной трубы нецелесообразно.

Выводы

1. Получены аналитические зависимости, позволяющие определить разгрузочное отношение и внутренний диаметр шламовой насадки, обеспечивающие технологические требования по производительности линий сливной и шламовой насадок.
2. Установлено влияние потерь крутки по линии шламовой насадки на величину разгрузочного отношения и внутреннего диаметра шламовой насадки: с увеличением потерь крутки величина указанного диаметра возрастает.
3. Полученные зависимости позволяют выполнить расчетный анализ влияния отдельного конструктивного элемента гидроциклона на величину разгрузочного отношения и внутреннего диаметра шламовой насадки.
4. Вопросы расчетного определения коэффициента потерь крутки как по линии сливной, так и по линии шламовой насадок требуют дальнейшей разработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голубцов В. М. К расчету производительности гидроциклона глиноземного производства Запорожского алюминиевого комбината / В. М. Голубцов, М. Л. Олейник, Д. Ю. Кравченко // Металургія: наукові праці ЗДІА. – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2009. – Вип. 20. – С. 147-153.

2. *Голубцов В. М.* К расчету гидравлического сопротивления напорных гидроциклонов / В. М. Голубцов // *Металургія: наукові праці ЗДІА.* – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2010. – Вип. 22. – С. 191-197.
3. *Голубцов В. М.* К расчету производительности напорных гидроциклонов / В. М. Голубцов // *Металургія: наукові праці ЗДІА.* – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2011. – Вип. 23. – С. 174-178.
4. *Поваров А. И.* Гидроциклоны на обогатительных фабриках / А. И. Поваров. – М.: Недра, 1978. – 232 с.
5. *Богданов О. С.* Справочник по обогащению руд: подготовительные процессы. – М.: Недра, 1982. – 225 с.

Стаття надійшла до редакції 14.01.2011 р.
Рецензент, проф. Є.М. Крючков