

## ОЦЕНКА ТЕПЛОЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ ГРАДИРЕН

Киркор А.В., Бондарев Р.А.

Белорусский государственный университет пищевых и химических технологий  
г. Могилев, Беларусь

Существующие показатели для оценки эффективности тепло- и массообменных аппаратов позволяют рассматривать их совершенство с точки зрения глубины протекающих процессов. Применительно к процессу испарительного охлаждения воды в противоточных вентиляторных градирнях таким показателем является коэффициент глубины протекания процесса охлаждения воды  $\varepsilon_w$ , который определяется как отношение достигаемой глубины охлаждения воды  $\Delta t_w$  к теоретической (предельно возможной) глубине охлаждения  $\Delta t_w^T$  [1].

Данный показатель зависит от многих параметров: конструктивных (типа водоохладителя, его компоновки, типа оросителя и системы водораспределения), а также от технологических (удельной гидравлической нагрузки  $q_w$  и удельного расхода воздуха  $\lambda_L$ ). Немаловажное влияние при достижении максимальной глубины охлаждения оказывает гидродинамика взаимодействия потоков охлаждаемой воды и атмосферного воздуха.

При активном гидродинамическом взаимодействии потоков (многократная и радикальная перестройка поверхности контакта фаз, ее максимальное развитие, наличия высокой межфазной скорости, достигаемой в условиях противоточного движения фаз) гарантируется достижение максимально возможной глубины протекания процесса охлаждения оборотной воды. С другой стороны, такая активная гидродинамика взаимодействия потоков позволяет более полно исчерпать потенциал забираемого атмосферного воздуха, что позволяет снизить его удельный расход и, как следствие этого, влечет снижение затрат электроэнергии, затрачиваемой на привод вентиляторных установок.

Активность аэродинамики взаимодействия воздушного потока также возможно оценить по величине достигаемого эффекта, который может быть выражен как отношение величины тепла поглощенного воздухом к предельной величине, теоретически возможной, при данных атмосферных условиях.

Реальный достигаемый эффект предлагается определить по энтальпийному перепаду  $\Delta h_p = h_{L2} - h_{L1}$ , где  $h_{L1}$  и  $h_{L2}$  – удельная энтальпия забираемого атмосферного воздуха и отработанного воздуха, покидающего градирню. Теоретический предел теплопоглощения  $\Delta h_L^T$  также выражается по энтальпийному перепаду, как  $\Delta h_L^T = h_{L2}^T - h_{L1}$ , где  $h_{L2}^T$  – удельная энтальпия воздуха на выходе из теоретической градирни, т.е. при температуре воды, поступающей на охлаждение, и относительной влажности воздуха  $\varphi = 1,0$ .

Отношение  $\Delta h_p / \Delta h_L^T$  можно интерпретировать как энтальпийный КПД градирни  $\eta_h$ . Действительно при  $\Delta h_p \rightarrow \Delta h_L^T$  энтальпийный КПД градирни  $\eta_h \rightarrow 1,0$ , и наоборот  $\Delta h_p \rightarrow 0, \Delta h_L^T \neq 0$  и в этом случае  $\eta_h \rightarrow 0$ . В такой постановке общий тепловой КПД градирни может быть представлен в виде произведения температурного

коэффициента эффективности  $\varepsilon_w$  и энтальпийного, т.е. в виде:  

$$\eta_Q = \varepsilon_w \cdot \eta_h = (\Delta t_w / \Delta t_w^T) \cdot (\Delta h_p / \Delta h_L^T).$$

В таблице 1 и на диаграмме рисунка 1 приведены результаты сравнения различных типов водоохладителей по энтальпийному и общему тепловому КПД.

Таблица 1 – Результаты расчета энтальпийного коэффициента эффективности  $\eta_h$  и теплового КПД  $\eta_Q$  водоохладителей различного типа

Показатели	Тип градирни							
	Тип 1	Тип 2	Тип 3	Тип 4	Тип 5			
					5.1	5.2	5.3	5.4
Теоретический $\Delta h_L^T = h_{L2}^T - h_{L1}$ энтальпийный перепад, кДж/кг	62,5	75	45	98	66	66	66	54
Реальная разность энтальпий $\Delta h_p = h_{L2} - h_{L1}$ , кДж/кг	33,1	46,9	32,6	47,13	34,9	40,1	39,2	36,2
Энтальпийный коэффициент эффективности $\eta_h = \Delta h_p / \Delta h_L^T$	0,53	0,63	0,435	0,48	0,53	0,61	0,84	0,67
Тепловой КПД водоохладителя	0,22	0,21	0,25	0,234	0,21	0,34	0,46	0,32

Тип 1 – брызгальные градирни; тип 2 – эжекторные; тип 3 – градирни с подвижной насадкой; тип 4 – противоточные вентиляторные «Росинка»; тип 5 – противоточные вентиляторные «ОСВ».

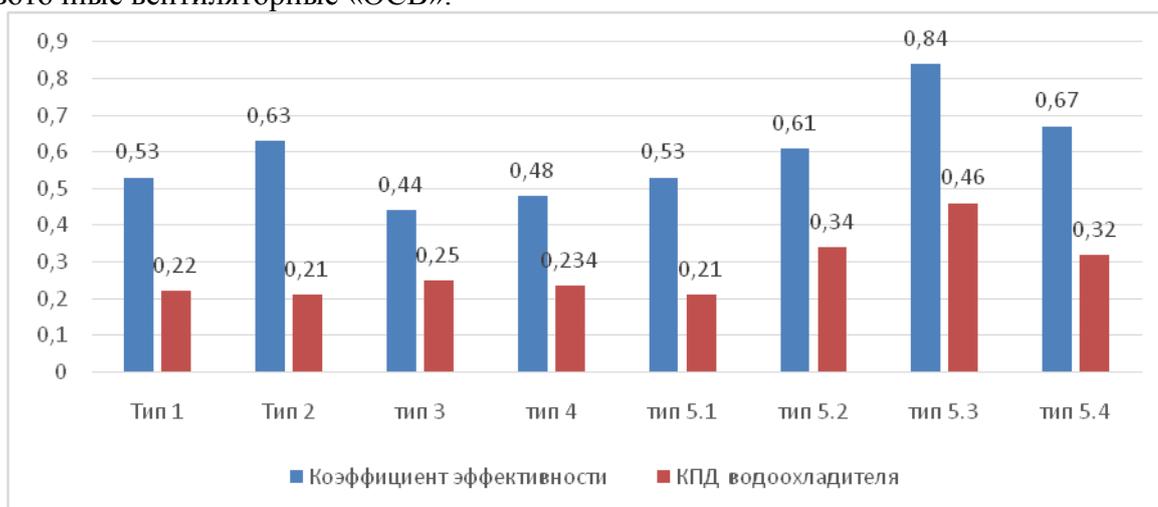


Рисунок 1 – Диаграмма сравнения энтальпийного коэффициента эффективности  $\eta_h$  и теплового КПД  $\eta_Q$  водоохладителей различных типов

Результаты расчетов указывают на то, что наиболее высокие КПД имеют противоточные вентиляторные градирни, у которых воздух наиболее полно исчерпывает свой потенциал, т.к. движется в противотоке с водяным потоком, который при этом претерпевает интенсивную перестройку межфазной поверхности, что гарантирует высокое и постоянное значение величины движущей силы процесса.

Список использованных источников

1 Носиков А.А. Теплоэнергетическая эффективность охладителей водооборотных циклов. Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя аграрных навук. 2008. № 2, с 107 – 110.