

ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭНЕРГЕТИКА

202312

INDUSTRIAL POWER ENGINEERING

С Днем
энергетика!



DOI: 10.71759/5f7n-2p68

Специальность 2.4.5. Энергетические системы и комплексы

О подогревателях раствора для выпарных станций целлюлозно-бумажного производства

Суслов В. А., доктор техн. наук

Высшая школа технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна

Рассматривается вопрос выбора подогревателей раствора на выпарных станциях целлюлозно-бумажного производства в случае их замены из-за выработки их срока эксплуатации. Приведён метод оценки эффективности применения их отдельных типов. Показаны преимущества и недостатки ряда подогревателей, влияющих на эффективность эксплуатации.

Ключевые слова: выпаривание, выпарные аппараты, теплообменники, коэффициент теплоотдачи, интенсификация теплоотдачи, надёжность эксплуатации, компактность.

Процессы выпаривания широко применяются во многих отраслях промышленности России, где выпарные станции (ВС) представляют собой крупные звенья производственных процессов.

ВС, как правило, получают теплоту для испарения растворителя от пара, называемого греющим и поступающего в первый её корпус. Процесс выпаривания может осуществляться как в одноступенчатых выпарных установках при выпаривании агрессивных растворов или для получения особо чистых химических элементов, так и в многоступенчатых ВС. Многоступенчатое выпаривание растворов на ВС осуществляется в последовательно соединённых по пару и раствору выпарных аппаратах (ВА). Пар, образовавшийся в результате испарения жидкости в предыдущем ВА, называется вторичным и направляется в качестве греющего в последующий ВА.

ВС в зависимости от относительного движения пара и выпариваемого раствора классифицируются на прямоточные, в которых пар и выпариваемый раствор движутся в одном направлении, противоточные, в которых пар и выпариваемый раствор движутся в противоположных направлениях, а так же ВС со смешанным питанием корпусов, схема которых имеет элементы прямотока и противотока.

В ВС, работающей по прямоточной схеме, давление пара в корпусах равномерно уменьшается по направлению к конденсатору. При этом выпариваемый раствор, двигаясь в одном направлении с потоком пара и, попадая в последующий корпус с более низким давлением, становится перегретым относительно его тем-

пературы насыщения. Вследствие этого происходит вскипание раствора. Появляется избыток пара, который используется в схеме производства. В соответствии со схемой прямоточные ВС имеют минимальное количество перекачивающих насосов и теплообменников. Поэтому прямоточные ВС обладают максимальной энергоэффективностью. Однако вскипание раствора при входе в кипятильные трубы ВА служит причиной интенсивного накипеобразования на этом участке поверхности труб, что является причиной их тепловой развёртки и снижает интенсивность теплообмена. Главный недостаток прямоточной схемы заключается в том, что в процессе выпаривания одновременно с повышением концентрации и снижением температуры раствора резко увеличивается его вязкость до значений, при которых циркуляция невозможна. Поэтому рассматриваемая схема питания корпусов ВС не может применяться для выпаривания высоковязких продуктов до высокой концентрации.

В противоточных ВС греющий пар и выпариваемый раствор движутся в противоположных направлениях. При такой схеме движения потоков по мере сгущения раствора повышается его температура, поэтому вязкость раствора остается в пределах, достаточных для его циркуляции, обеспечивающей относительно высокие коэффициенты теплоотдачи. При такой схеме питания раствор входит в кипятильные трубы ВА всегда в недогретом до температуры насыщения состоянии. Поэтому его вскипание, как при прямоточном выпаривании, исключено. За счет этого производительность противоточных ВС может быть наивысшая по

сравнению с любой другой схемой. К недостаткам противоточной схемы следует отнести необходимость установки для обеспечения движения раствора перед каждым ВА перекачивающего насоса и подогревателя раствора, увеличивающих энергоёмкость ВС. Кроме того, тяжелые условия работы первого ВА, в котором одновременное сочетание максимальной концентрации и высокой температуры раствора способствуют образованию накипи в кипяtilьных трубах, резко снижающей производительность и эффективность работы всей ВС. Для исключения этого недостатка ВС должны комплектоваться головными ВА, концентрирующими на поверхности теплообмена гравитационно стекающий раствор высокой концентрации в режиме его испарения, а не кипения («падающая плёнка»). Результаты работ, представленных в [1], показывают, что применение подобных ВА в составе ВС, исключает накипеобразование.

Схема ВС со смешанным питанием корпусов имеет элементы прямотока и противотока. При этом схема питания ВА должна осуществляться таким образом, чтобы недостатки, присутствующие предыдущим схемам, были минимальными.

Большинство ВС поставлялись на ЦБП инофирмами в 70 – 80 годах прошлого века. Эти ВС работают по смешанной или противоточной схемам питания ВА раствором и укомплектованы различного типа рекуперативными парожидкостными подогревателями. Замена оборудования ВС ЦБП вследствие их значительных сроков амортизации сегодня связана с определёнными трудностями. Тем не менее, многие вопросы замены подогревателей раствора, как наиболее быстро выходящих из эксплуатации из-за засорения, могут быть решены в пределах России на отечественных заводах и предприятиях, где производится значительный ряд необходимых теплообменников.

При выборе вида и конструкции подогревателей раствора, как наиболее часто требующих замены, руководствуются методами оценки эффективности конвективных поверхностей с учетом технологических требований и конкретных условий выбранного теплового процесса. Зависимости для коэффициентов теплоотдачи и аэродинамических сопротивлений, определяющие их эффективность, описываются уравнениями $Nu = f(Re)$, $Eu = f(Re)$, в которых для каждого типа поверхности теплообмена выбираются свои характерные линейные размеры и соответствующие относительные

параметры. Вследствие этого для геометрически неподобных поверхностей представленные критериальные зависимости несопоставимы между собой, так как они отражают закономерности теплообмена и гидродинамики только для исследуемой поверхности. Для сравнения тепловой эффективности геометрически неподобных поверхностей необходимы показатели, одинаково справедливые для оценки различных форм конвективных поверхностей при любом обтекании их потоком теплоносителя. Прошедшее и начало настоящего столетия характеризуются многочисленными работами по исследованию гидродинамики и теплообмена на поверхностях теплообменного оборудования [2].

Кирпичёв М. В. [3] предложил характеризовать совершенство теплообменного аппарата при вынужденном движении рабочих сред отношением теплоты, переданной в аппарате Q , к затратам мощности N на преодоление гидравлических сопротивлений и ввёл понятие энергетического коэффициента $E = Q/N$. Недостатком данной методики явилось неоднозначность коэффициента E в зависимости от многих факторов, определяющих интенсивность теплообмена. В качестве характеристики тепловой эффективности любой формы поверхности теплообмена в [4] было предложено считать коэффициент теплоотдачи α , а для оценки затрат энергии на сопротивление рассчитывать величину мощности, отнесенную к единице поверхности теплообмена

$$N_0 = \Delta P w (f/F),$$

где ΔP — перепад давления; w — скорость потока; f — проходное сечение для раствора; F — поверхность теплообмена.

Энергетический коэффициент E_0 , выраженный отношением количества теплоты, от данной единицы поверхности в единицу времени при разности температур в 1 К, к мощности, отнесённой к единице поверхности и затраченной для перемещения теплоносителя, определится как: $E_0 = \alpha/N_0$. В такой записи энергетический коэффициент E_0 является универсальным, характеризующим количество теплоты, переданной при разности температур в 1 °С, при затратах энергии в 1 Вт на движение рабочей среды при обтекании 1 м поверхности теплообмена.

Приведенные выше условия дают возможность выявить для сравниваемых поверхностей теплообмена относительные характеристики по тепловой эффективности, габаритам и массе при любой форме поверхностей и при

Таблица 1

Зависимости для удельных энергозатрат некоторых типов теплообменных поверхностей

Форма канала поверхности теплообмена	Удельные энергозатраты
Прямые щелевые каналы, гладкая труба	$N_0 = 0,125\zeta\rho w^3$
Поперечное обтекание трубных пучков	$N_0 = \frac{S_1 - d_n}{\pi d_n} Eu_0 \rho w^3$
Прямые двугольные каналы	$N_0 = \zeta \frac{S_0}{4S_1^{**} d_s} \rho w^3$
Волнообразные щелевые каналы	$N_0 = \frac{S}{2S_1^{**}} Eu_0 \rho w^3$
Зигзагообразные каналы в профильной поверхности с пирамидальными выступами	$N_0 = \frac{f_0}{4a^2} Eu_0 \rho w^3$

любом способе обтекания их потоком газа или жидкости.

В табл. 1 [4] приведены выражения для удельных энергозатрат некоторых типов поверхностей, применяющихся в теплообменниках.

В табл. 1 приняты следующие обозначения: ζ — коэффициент сопротивления трению; ρ — плотность среды; w — скорость среды; S_1 — поперечный шаг между трубами в пучке; d_n — наружный диаметр труб; Eu_0 — число Эйлера, отнесённое к одному ряду труб (выступов); f_0 — проходное сечение одного канала; S_1^{**} — шаг по волне между овалообразными выступами; d_s — эквивалентный диаметр двугольного канала; S — ширина щелевого волнообразного канала; a — сторона основания пирамидального выступа.

Коэффициент теплоотдачи α связан с энергозатратами зависимостью $\alpha = f(N_0)$, которая может быть определена аналитически или графически. Аналитический способ достаточно сложен и обычно используется графический метод сопоставления. Для примера на рис. 1 приведен график сопоставления тепловой эффективности двух произвольных поверхностей теплообмена [4]. Оценка сравниваемых поверхностей производится при условии $Q = idem$ и $\Delta t = 1$. При некотором значении N_0 , согласно уравнению теплопередачи, для сравниваемых поверхностей 1 и 2 отношение $\alpha_1/\alpha_2 = F_2/F_1 = \psi$ характеризует преимущество тепловой эффективности поверхности 1 по сравнению с поверхностью 2.

Аналогично с использованием коэффициента компактности Π проводится оценка габаритных характеристик, а при наличии значе-

ний массы единицы поверхности — массовых характеристик сравниваемых поверхностей.

Предложенный метод анализа эффективности конвективных поверхностей получен исходя из пренебрежения термическим сопротивлением для одной стороны, что часто справедливо для парожидкостных подогревателей. В случае сравнимости коэффициентов теплоотдачи необходимо рассчитать коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \delta_{ст} / \lambda_{ст} + \delta_{нак} / \lambda_{нак} + \frac{1}{\alpha_p}},$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи при конденсации пара; $\delta_{ст}$ и $\lambda_{ст}$ — толщина и коэффициент теплопроводности стенки поверхности теплообмена; $\delta_{нак}$ и $\lambda_{нак}$ — толщина и коэффициент теплопроводности накипи на поверхности теплообмена; α_p — коэффициент теплоотдачи к нагреваемому раствору.

Затраты мощности на преодоление сопротивления со стороны пара пренебрежимо

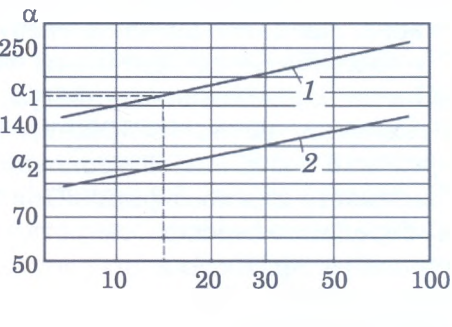


Рис. 1. Сопоставление тепловой эффективности поверхностей нагрева

малы по сравнению с сопротивлениями со стороны раствора. Тогда энергетический коэффициент E будет определяться коэффициентом теплопередачи K и затратами мощности на преодоление сопротивления со стороны раствора:

$$E = \frac{K}{N},$$

где N — затраты мощности на сопротивление при движении жидкости.

Исследования согласно приведённой выше методике [4] показали превосходство пластинчатых теплообменников над кожухотрубчатыми в случае их применения на ВС ЦБП. Кожухотрубчатые парожидкостные аппараты, например «Добровент», отличающиеся высокой надёжностью, обладают значительным недостатком — сложностью очистки поверхности теплообмена при работе с растворами, содержащими большое количество механических примесей. Из-за данного недостатка этот тип теплообменников получил ограниченное распространение в ЦБП и большинство ВС, поставленных в ЦБП в прошлом веке фирмой «Розенблад», были оснащены сварными спиральными подогревателями, схема работы которых представлена на рис. 2.

В этих аппаратах поверхность теплообмена выполнялась из двух металлических листов, свёрнутых в виде спиралей вокруг центральной трубы, образующих каналы прямоугольного сечения. Внутренние концы спиралей приваривались к разделительной перегородке. Расстояние между листами фиксировалось штифтами. Теплообменники изготавливались с поверхностью нагрева до 100 м^2 . К достоинствам аппарата можно отнести компактность и пониженное по сравнению с кожухотрубчатыми многоходовыми теплообменниками гидравлическое сопротивление. Некоторый эффект самоочистки делал спиральный тепло-

обменник относительно надёжным в эксплуатации. К недостаткам аппарата относятся сложность ремонта, практическая невозможность очистки поверхности теплообмена вследствие неразборности конструкции. В настоящее время значительное количество отечественных производителей: Ридан или Danfos; группа РоСВЕП; Аксион; Clever и др.; изготавливают как сварные, так и разборные спиральные теплообменники.

Наиболее перспективным направлением замены оборудования ВС, по нашему мнению, являются ВА и сварные теплообменники с поверхностью теплообмена из профилированных листов, обладающих значительно большим по сравнению с аппаратами из гладких листов эффектом самоочистки и теплопередачей. ВА с поверхностью теплообмена из профилированных листов и многократной принудительной циркуляцией представлен на рис. 3. Поверхность теплообмена ВА состоит из профилированных пластинчатых элементов размером $7300 \times 1200\text{ мм}$, расположенных параллельно с шагом 40 мм . Элемент выполнен из двух профилированных листов, сваренных по кромкам, и крепится в раме. Верхняя решётка рамы неподвижно закреплена к обечайке ВА. Раствор с помощью циркуляционного насоса H подается в раздатчик раствора 6 , равномерно распределяется между элементами и стекает тонким слоем, полностью покрывая поверхность пластин.

Поскольку кипяtilьные элементы свободно подвешены внутри корпуса аппарата, образовавшийся вторичный пар имеет возможность неограниченного выхода из щелей, образованных кипяtilьными элементами. Греющий пар попадает во внутреннее пространство верхней части элемента и конденсируется на его поверхности. Конденсат отбирается из нижней части элемента.

ВС ОАО «Илим Групп» в г. Коряжма, укомплектованная ВА с принудительной циркуляцией гравитационно стекающего раствора, поверхностью теплообмена из профилированных листов и встроенными в корпус ВА теплообменниками, производительностью 600 т/ч по щёлочу, изготовлена фирмой «Альстрём». ВС успешно работает более 10 лет по противоточной шестиступенчатой схеме.

В России теплообменники из профилированных листов изготавливаются фирмой «Теплотекс АПВ». Каналы, образованные пластинами APV, имеют несколько большее поперечное сечение, чем в подобных аппаратах других производителей. Поэтому они медленнее за-

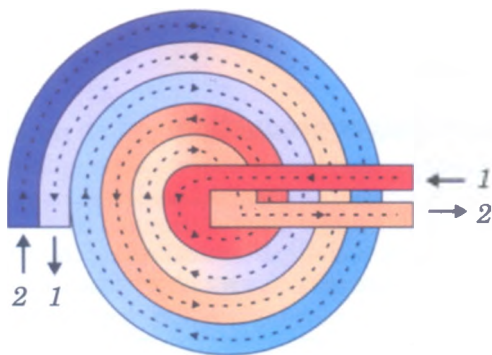


Рис. 2. Схема работы спирального теплообменника

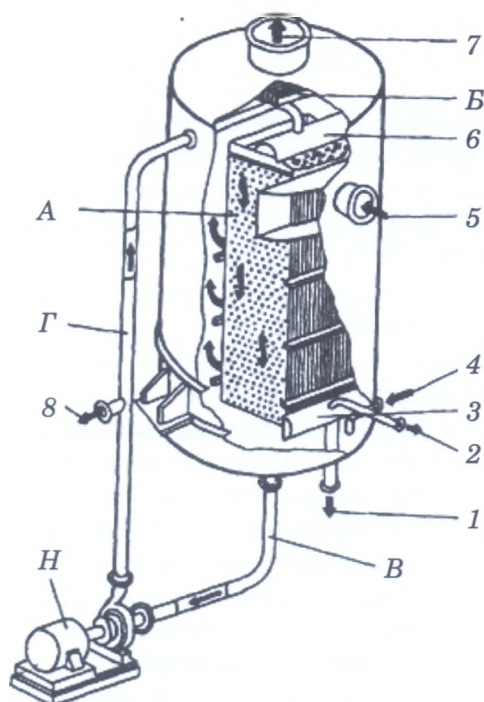


Рис. 3. ВА с поверхностью теплообмена из профилированных листов:

А — кипятильник; Б — каплеотбойник; В и Г — циркуляционные трубы; Н — циркуляционный насос; 1 — патрубок выхода конденсата; 2 — штуцер для отвода неконденсирующихся газов; 3 — сборник конденсата; 4 — патрубок для подвода раствора; 5 — патрубок входа греющего пара; 6 — раздатчик раствора; 7 — патрубок для отвода вторичного пара; 8 — патрубок для отвода раствора

грязнятся. К достоинствам теплообменника также можно отнести равномерное распределение теплоносителя по ширине канала в пластинах АПВ.

Выводы

1. Дана классификация ВС ЦБП в зависимости от относительного движения теплоносителя и выпариваемого раствора. Показаны преимущества и недостатки ВС с различными схемами питания корпусов.

2. Представлена методика оценки эффективности конвективных поверхностей, необходимая при выборе вида и конструкции подогревателей раствора ВС, как аппаратов, наиболее часто требующих замены.

3. Приведена на основе опыта эксплуатации существующих ВС ЦБП сравнительная характеристика наиболее эффективных пластинчатых подогревателей. Рекомендованы для выбора при замене оборудования российские теплообменники из профилированных листов, изготавливаемые фирмой «Теплотекс АПВ».

Список литературы

1. Суслов, В. А. Тепловые процессы в выпарных установках ЦБП : монография / В. А. Суслов, А. А. Поздняков. — СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. — 400 с.
2. Ефимов, А. Л. Обобщение данных по теплообмену и сопротивлению в каналах пластинчатых теплообменников / А. Л. Ефимов, М. Ю. Юркина, В. С. Глазов и др. // Вестник МЭИ. — 2016. — № 5.
3. Кирпичёв, М. В. Теплопередача / М. В. Кирпичёв, М. А. Михеев, Л. С. Эйгенсон. — Москва, Ленинград: Госэнергоиздат. — 1940.
4. Антуфьев, В. М. Теплообменные аппараты из профильных листов / В. М. Антуфьев, Е. К. Гусев, В. В. Ивахненко, Е. Ф. Кузнецов, Ю. М. Ламм. — Л.: Энергия, 1972. — 128 с.

References

1. Suslov V. A., Pozdnyakov A. A. *Teplovye protsessy v vyparnykh ustanovkakh TsBP: monografiya* (Thermal processes in evaporation plants of the Pulp and Paper Industry: monograph), Saint Petersburg, POLYTECH-PRESS, 2022, 400 p.
2. Efimov A. L., Yurkina M. Yu., Glazov V. S. *Vestnik MEI* (MPEI Vestnik), 2016, No. 5.
3. Kirpichev M. V., Mikheev M. A., Eigenson L. S. *Teploperedacha* (Heat transfer), Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat, 1940.
4. Antuf'ev V. M., Gusev E. K., Ivakhnenko V. V., Kuznetsov E. F., Lamm Yu. M. *Teploobmennye apparaty iz profil'nykh listov* (Heat exchangers made of profile sheets), Leningrad, Energy, 1972, 128 p.

vyachsuslov@mail.ru

Дата получения 1.07.2025

Дата принятия к публикации 11.11. 2025

About solution heaters for evaporation stations in pulp and paper production

Suslov V. A.

The question of the choice of solution heaters at pulp and paper production evaporation stations in case of their replacement due to the expiration of their service life is considered; a method for evaluating the effectiveness of their individual types is given; the advantages and disadvantages of a number of heaters affecting the efficiency of operation are given.

Keywords: evaporation, evaporators, heat exchangers, heat transfer coefficient, heat transfer intensification, operational efficiency, compactness.