

УДК 621.57; 544.723; 536.24

*М. Ю. ЛЯХ, О. С. РАБИНОВИЧ*

## ПРЕДЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ АДСОРБЦИОННО-ХИМИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В УСЛОВИЯХ ИДЕАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА ВНУТРИ АДСОРБЕРА

*(Представлено членом-корреспондентом Н. В. Павлюкевичем)*

*Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, Минск, Беларусь  
liakhmaria@gmail.com; orabi@hmti.ac.by*

Рассмотрен предельный случай работы адсорбционного холодильника, в котором благодаря равномерному распределению теплоносителя внутри адсорбера и высокой скорости теплообмена между теплоносителем и сорбентом достигнута однородность температур и концентраций в поперечном сечении. Исследовано влияние различных параметров на эффективность рассматриваемого устройства и установлены их оптимальные значения.

*Ключевые слова:* преобразование тепловой энергии, адсорбционное охлаждение, фазовый переход, моделирование.

*M. Yu. LIAKH, O. S. RABINOVICH*

## LIMITING PARAMETERS OF CHEMICAL-ADSORPTION CONVERSION OF THERMAL ENERGY UNDER PERFECT HEAT TRANSFER WITHIN AN ADSORBER

*A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus  
liakhmaria@gmail.com; orabi@hmti.ac.by*

The limiting case of operation of an adsorption refrigerator, in which the temperature and concentration are uniform over the cross-section due to a uniform distribution of heat transfer fluid within an adsorber and a high rate of heat exchange between sorbent and heat transfer fluid, is examined. The influence of various parameters on the efficiency of the considered device is investigated and their optimum values are found.

*Keywords:* thermal energy conversion, adsorption refrigeration, phase transition, modeling.

**Введение.** Адсорбционно-химическое преобразование тепловой энергии, в основе которого лежит использование тепловых эффектов физической и химической адсорбции газов на твердых сорбентах, обладает большим потенциалом с точки зрения энергосбережения в энергетике, промышленности и жилищно-коммунальном хозяйстве [1; 2]. Адсорбционные холодильники и тепловые насосы вызывают растущий интерес исследователей и практиков, поскольку обладают рядом важных преимуществ по сравнению с теплопреобразователями других типов. Для работы адсорбционных тепловых машин можно использовать в качестве источников тепла промышленные и коммунальные тепловые выбросы, теплоту сжигания газа и альтернативных топлив, солнечное излучение и пр. Адсорбционные установки потребляют минимальное количество электроэнергии. Имеется возможность выбора адсорбентов в широком интервале рабочих температур, характерных для низкопотенциальных источников тепла (от 50 до 400 °С). Применяемые в адсорбционных преобразователях рабочие газы являются нейтральными по отношению к разрушению озонового слоя и парниковому эффекту.

С другой стороны, адсорбционные теплопреобразователи проигрывают парокомпрессионным и абсорбционным системам по удельным показателям. Для реализации преимуществ адсорбционных теплопреобразователей и их вывода на конкурентоспособный уровень необходимо решить важную задачу повышения удельной мощности. Требуется тщательный анализ взаимосвязанных процессов тепло- и массопереноса и кинетических процессов в адсорбционном теплопреобразователе, позволяющий найти ответ на вопрос: «Каковы предельные значения удельной мощности теплопреобразования и температурного эффекта, которые могут быть достигнуты для заданной адсорбционно-химической системы?».

Известно, что производительность адсорбционных теплопреобразователей в большой степени лимитируется низкой теплопроводностью адсорбционного слоя, что затрудняет теплообмен между сорбентом и жидким теплоносителем. Другой фактор, ограничивающий скорость адсорбционных процессов, – замедленная фильтрация рабочего газа через слой сорбента. Предпринято много попыток интенсифицировать внутренний теплообмен в адсорбере путем создания композитных сорбентов с высокой теплопроводностью [3–7]. В ряде работ в конструкцию адсорбера вводились специальные теплопроводящие элементы [8], увеличивающие поверхность теплообмена. С помощью конструктивных приемов можно также обеспечить достаточно высокую скорость подачи рабочего газа к зернам сорбента. Однако теоретический вопрос о том, каковы предельные показатели теплопреобразования в адсорбционно-химических установках, до настоящего момента не был проанализирован. С целью решения этой проблемы нами исследован концептуальный предельный случай, в котором теплообменные и фильтрационные ограничения сведены к минимуму.

**Модель адсорбционного холодильника.** В качестве исходной модели для исследования выбран адсорбционный холодильник, состоящий из двух или нескольких одинаковых адсорберов, имеющих форму вытянутого цилиндра, – одного низкотемпературного (ЛТ-адсорбер) и одного или нескольких высокотемпературных (НТ-адсорберы) (рис. 1, схема с одним НТ-адсорбером). Каждый из адсорберов заполнен композитным сорбентом, представляющим собой активированное углеволокно («бусофит»), пропитанное солью. В низкотемпературном адсорбере использована соль  $BaCl_2$ , в высокотемпературных –  $MnCl_2$ ; рабочий газ – аммиак. В таких композитных сорбентах может происходить как физическая адсорбция на бусофите, так и адсорбция с образованием химических связей – на соли. Введение в состав установки нескольких НТ-адсорберов позволяет рассмотреть в качестве перспективных режимы работы холодильника с конденсацией и испарением рабочего газа в порах низкотемпературного сорбента. Преимущество этих режимов впервые было экспериментально показано в [9]. Работа холодильника осуществляется с использованием двух тепловых резервуаров: высокотемпературного, с температурой  $T_H$ , и низкотемпературного, с температурой  $T_L$ . В системе имеется также клапан, соединяющий адсорберы, роль которого сводится к созданию перепада давления между ними, определяющего скорость обмена рабочим газом. Как правило, этот перепад давления является небольшим по сравнению с абсолютными значениями давления в реакторах.

Термодинамический цикл представленного адсорбционного холодильника состоит из двух стадий. На первой стадии – стадии высокого давления – первоначально «заряженные» рабочим газом высокотемпературные адсорберы нагреваются путем прокачки теплоносителя из высокотемпературного теплового резервуара, а низкотемпературный – охлаждается теплоносителем из низкотемпературного. В результате рабочий газ десорбируется в высокотемпературных реакторах и адсорбируется и конденсируется в низкотемпературном. На второй стадии цикла работы холодильника – стадии низкого давления – во все адсорберы подается теплоноситель из низкотемпературного резервуара. При этом рабочий газ испаряется и десорбируется в низкотемпературном реакторе и переходит в высокотемпературные.

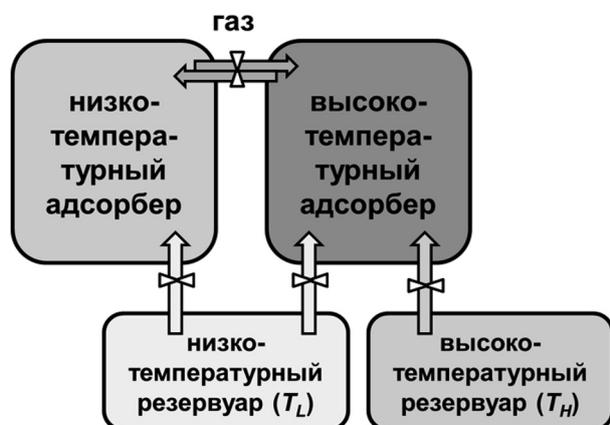


Рис. 1. Схема адсорбционного холодильника

теплоносителя в низкотемпературном реакторе и является целевым эффектом рассматриваемого термодинамического цикла.

Будем далее предполагать, что жидкий теплоноситель, фильтруемый через адсорбционный слой вдоль оси адсорбера, равномерно распределен по его поперечному сечению. При отсутствии теплообменных и фильтрационных ограничений в поперечном направлении, распределение всех физических параметров в адсорбере в фиксированный момент времени зависит только от координаты, направленной вдоль его оси; задача о моделировании такого устройства становится одномерной. В рассма-

триваемом одномерном случае результат теплопреобразования будет определяться взаимосвязью кинетических адсорбционных процессов и продольным конвективным переносом тепла, осуществляемым теплоносителем.

Математическая модель, использованная для описания процессов в адсорбционном холодильнике, аналогична предложенной в [10]. Особенность модели, рассматриваемой в данной работе, состоит в том, что теплоноситель и сорбент (вместе с рабочим газом в его различных фазовых состояниях) трактуются как взаимопроникающие континуумы. Занимаемая теплоносителем доля объема реактора –  $\varepsilon_f$ , сорбентом –  $\varepsilon_s = 1 - \varepsilon_f$  причем сорбент представляет собой пористую структуру, в которой макропоры занимают долю объема сорбента  $\varepsilon_{ma}$ , а мезопоры имеют характерное для бусофита распределение по размерам, так что интегральная занимаемая ими доля объема сорбента равна  $\varepsilon_{me}$ . Предполагается также, что давление рабочего газа по адсорберу распределено однородно (вследствие отсутствия фильтрационных ограничений).

Уравнения энергии для сорбента и теплоносителя в каждом из адсорберов имеют следующую форму:

$$C_p^* \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} + \frac{\alpha_V}{\varepsilon_s} (T_f - T_s) - (J_{l,g}^{me} + J_{l,g}^{ma}) Q_{l,g} + \rho_s a_0 Q_{ch} \frac{dx f_{ch}}{dt} + \rho_s Q_{ph} W_{ph} f_{ph}, \quad (1)$$

$$\varepsilon_f \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + j_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial z} = -\alpha_V (T_f - T_s), \quad (2)$$

где  $z$  – координата вдоль оси адсорбера.

В (1) и (2) использованы обозначения:  $T_s$  и  $T_f$  – температуры сорбента и теплоносителя;  $\alpha_V$  – коэффициент внутреннего теплообмена (на единицу объема адсорбера);  $\lambda_s$  – эффективная теплопроводность сорбента (принимается постоянной);  $C_p^*$  – объемная теплоемкость сорбента (включающая теплоемкость содержащихся в нем различных фазовых форм рабочего газа);  $x$  – степень завершенности химической адсорбции;  $dx/dt$  и  $W_{ph}$  – скорость химической и физической адсорбции/десорбции соответственно;  $J_{l,g}^{me}$  и  $J_{l,g}^{ma}$  – скорость фазового перехода в мезо- и макропорах;  $Q_{ch}$ ,  $Q_{ph}$  – теплоты химической и физической адсорбции;  $Q_{l,g}$  – теплота фазового перехода рабочего газа;  $a_0$  – максимальная относительная массовая концентрация адсорбированного рабочего газа в сорбенте;  $\rho_s$  – плотность сорбента;  $j_f$  – плотность массового потока теплоносителя;  $\rho_f$  и  $c_f$  – плотность и удельная теплоемкость теплоносителя;  $f_{ch}$  и  $f_{ph}$  – массовое содержание химического и физического сорбента в композите соответственно.

Предполагается также, что рабочий газ в порах сорбента является идеальным и его плотность определяется локальной температурой и давлением. Давления в адсорберах рассчитываются из условия массового баланса для газовой фазы.

При моделировании работы адсорбционного холодильника использованы следующие начальные условия: давление аммиака ( $P_0 = 10^5$ ) и начальная температура ( $T_0 = 295$  К) распределены во всех реакторах однородно, содержание аммиака в ЛТ-адсорбере соответствует термодинамическому равновесию, а в НТ-адсорберах допускается частичное начальное заполнение соли с относительным содержанием аммиака (по отношению к равновесному)  $x_{H_0} < 1$ .

Рассматривались характеристики теплопреобразования после установления стационарного циклического режима, для чего производился расчет 10 циклов. Переключение от стадии высокого давления к стадии низкого давления производилось после перехода определенной, фиксированной доли первоначально содержавшегося в НТ-адсорберах аммиака в ЛТ-адсорбер; обратное переключение происходило в момент достижения максимального значения кумулятивно накапливаемой в текущем цикле удельной мощности (SCP). Числовые значения теплофизических, термодинамических и кинетических констант совпадали с использованными в [10].

**Основные параметры, кинетический и конвективный режимы, подобие.** Набор варьируемых параметров, с помощью которых можно управлять работой адсорбционного холодильника, даже в одномерной постановке задачи достаточно обширен. Если ограничиться рассмотрением конкретной системы с заданными физико-химическими свойствами и температурами тепловых резервуаров, то к таким параметрам следует отнести длину адсорберов  $L$ , плотность потока теплоносителя  $j_f$ , занимаемый им относительный объем  $\varepsilon_f$ , относительное начальное содержание аммиака в соли высокотемпературных адсорберов  $x_{H_0}$  и число этих адсорберов  $N_H$ . (Содержание адсорбированного аммиака в бусофите соответствует термодинамическому равновесию при за-

данных начальных температуре и давлении.) Следует отметить, что в рассматриваемом случае интенсивного теплообмена между сорбентом и теплоносителем присутствующие в (1) и (2) коэффициент эффективной теплопроводности сорбента  $\lambda_s$  и объемный коэффициент внутреннего теплообмена  $\alpha_V$  практически не оказывают влияния на исследуемые характеристики теплопреобразования. Слабая зависимость от  $\lambda_s$  объясняется тем, что, как показывают количественные оценки, кондуктивный теплоперенос в осевом направлении значительно слабее конвективного. Что касается  $\alpha_V$ , то его величина определяется размером и плотностью распределения каналов, по которым теплоноситель течет внутри сорбента, и может быть сделана настолько большой, что разница между локальными значениями температур сорбента и теплоносителя становится незначительной, и (1) и (2) могут быть заменены одним уравнением для общей температуры. При предельно интенсивном внутреннем теплообмене коэффициент  $\alpha_V$  исчезает из постановки задачи. Далее будут проанализированы режимы теплопреобразования, близкие к однотемпературным, поскольку они представляют наибольший интерес, так как позволяют получить максимальную производительность холодильной установки.

Прежде всего, необходимо отметить, что для рассматриваемых режимов параметр подобия пропорционален отношению  $L / j_f$ . К этому выводу можно прийти, вводя временной и пространственный масштабы  $\tau_*$  и  $L_*$  и переходя к безразмерным переменным. Если в качестве временного масштаба выбрать время установления температуры в адсорбере за счет его конвективного прогрева теплоносителем  $\tau_* = \tau_T \sim L / j_f$ , а пространственный масштаб выбрать равным длине адсорбера  $L_* = L$ , то основные безразмерные параметры процесса будут представлять собой ряд отношений характерных времен различных кинетических процессов (физической и химической адсорбции/десорбции, конденсации/испарения рабочего газа) к масштабу времени  $\tau_{kin}^i / \tau_*$ . Это означает, что если рассмотреть какую-либо стадию холодильного цикла при одинаковых начальных условиях для нескольких холодильников с постоянным отношением  $L / j_f$ , но с разными значениями  $L$  и  $j_f$ , то все процессы в этих холодильниках будут подобны.

Исследуем возможности повышения производительности адсорбционного теплопреобразования за счет управления стадиями высокого и низкого давления. Назначение стадии высокого давления – произвести «зарядку» холодильника, т. е. подготовить его к следующей, целевой стадии путем перевода рабочего газа из НТ-адсорберов в ЛТ-адсорбер. Очевидно, что время стадии высокого давления должно быть предельно сокращено, что может быть осуществлено в результате уменьшения отношения  $L / j_f$ . При малых значениях этого отношения  $\tau_*$  мало по сравнению с некоторым характерным временем адсорбционных процессов  $\tau_{ad}$ . В результате адсорберы быстро приобретают исходную температуру соответствующих теплоносителей и далее концентрация сорбата в них становится равномерно распределенной по всему объему адсорбера и во всех его точках изменяется синхронно. Такой предельный режим работы холодильника, при котором выполняется условие  $\tau_{ad} / \tau_* \gg 1$ , можно охарактеризовать как *кинетический*, поскольку в этом случае время стадии определяется кинетикой адсорбционных и фазовых переходов. На рис. 2 представлена рассчитанная зависимость длительности стадии высокого давления от соотношения  $L / j_f$  для десятого, установившегося цикла теплопреобразования. Из графика следует, что

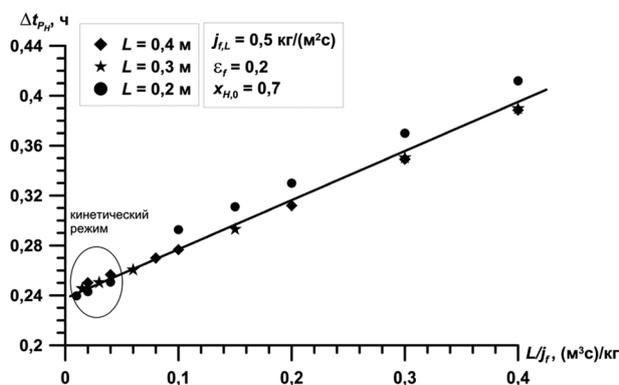


Рис. 2. Зависимость времени стадии «зарядки» низкотемпературного адсорбера от отношения  $L / j_f$

минимальное время стадии, определяемое кинетикой процессов, достигается при  $L / j_f < 0,05$  (м³ · с)/кг. Проведение первой стадии цикла адсорбционного холодильника в режиме, близком к кинетическому, позволяет достигать наибольшей производительности холодильной установки. Все дальнейшие результаты получены именно для таких режимов первой стадии цикла, в которых значение плотности потока теплоносителя во всех адсорберах выбиралось из соотношения  $L / j_f = 0,01$  (м³ · с)/кг.

С целью минимизации времени стадии низкого давления следует поддерживать на ее протяжении такой же высокий расход теплоноси-

теля в НТ-адсорберах, т. е. осуществлять адсорбцию в них в кинетическом режиме. Однако для ЛТ-адсорбера выбор расхода теплоносителя должен осуществляться исходя из целевых требований к холодильной установке по величине температурного эффекта. Самые большие температурные эффекты могут быть достигнуты при реализации в ЛТ-адсорбере режимов с небольшими удельными расходами теплоносителя, в которых время адсорбционных процессов значительно меньше времени установления однородной температуры в адсорбере,  $\tau_{ad} / \tau_* \ll 1$ . Определим такие предельные режимы в ЛТ-адсорбере как *конвективные*, поскольку для них время стадии низкого давления полностью определяется расходом теплоносителя при фиксированной длине реактора. В этом пределе минимальная температура теплопреобразования определяется из условия термодинамического равновесия для рабочего газа в ЛТ-адсорбере при давлении, устанавливаемом в НТ-адсорберах на рассматриваемой стадии при температуре низкотемпературного теплового резервуара. Между предельными случаями кинетического и конвективного режимов стадии низкого давления лежит область смешанных режимов, характеристики которых, как было сказано выше, подобны по параметру  $L / j_{f,L}$ . Поскольку время первой стадии, осуществляемой в кинетическом режиме постоянно, и ее результат неизменен, а вторая стадия подобна по отношению  $L / j_{f,L}$ , весь установившийся цикл теплопреобразования также инвариантен по этому параметру.

В работе использованы следующие определения исследуемых характеристик теплопреобразования:

удельная мощность рассчитывается по полному времени цикла (по сумме времен обеих стадий) на единицу массы ЛТ-сорбента:

$$SCP = \frac{\left[ \int G_f^L C_p (T_{f,in}^L - T_{f,out}^L) dt \right]_{PL}}{\Delta t_{\text{цикл}} m_{ad}};$$

температурный эффект – средняя температура охлаждения – определяется по разности температур низкотемпературного теплоносителя на входе и выходе из низкотемпературного реактора, усредненной по времени периода охлаждения (стадия низкого давления):

$$\langle \Delta T_f \rangle = \frac{\left[ \int (T_{f,in}^L - T_{f,out}^L) dt \right]_{PL}}{\Delta t_{PL}},$$

где  $\Delta t_{PL}$  – продолжительность стадии низкого давления.

Проведенный анализ параметров и режимов, определяющих эффективность холодильного цикла, позволяет выбрать оптимальный вариант его реализации. В этом варианте стадия высокого давления осуществляется во всех адсорберах в кинетическом режиме, а стадия низкого давления – в кинетическом режиме для НТ-адсорберов и в различных режимах для ЛТ-адсорбера. Проведенные численные расчеты, представленные ниже, подтверждают вывод об инвариантности результатов по отношению к параметру  $L / j_{f,L}$  и свидетельствуют о том, что в интервале значений параметра  $L / j_{f,L}$  от 0,5 до 5,0 ( $\text{м}^3 \cdot \text{с}$ )/кг подобие характеристик холодильника при фиксированном  $L / j_{f,L}$  выполняется с высокой точностью, а величина этого отношения является основным фактором, определяющим связь между SCP и  $\langle \Delta T_f \rangle$ .

**Оптимальные характеристики адсорбционного холодильника.** *Количество НТ-адсорберов и начальная степень заполнения химического сорбента.* При фиксированном объеме ЛТ-адсорбера основные характеристики эффективности рассматриваемого холодильника зависят от количества рабочего газа, участвующего в преобразовании тепловой энергии. Данная величина, в свою очередь, определяется двумя параметрами – количеством высокотемпературных адсорберов,  $N_H$ , и начальным содержанием рабочего газа в них. Поскольку физическая адсорбция протекает гораздо быстрее химической, в процессе начального заполнения адсорбционной емкости высокотемпературных адсорберов неизбежно происходит равновесное насыщение сорбатом физического адсорбента (бусофита) и, в зависимости от времени заполнения, частичное или полное насыщение химического сорбента (соли). Начальное относительное насыщение соли высокотемпературных адсорберов,  $x_{H,0}$ , является вторым количественным параметром, определяющим участвующее в процессе количество рабочего газа.

На оптимизационный выбор значений  $N_H$  и  $x_{H,0}$  влияют различные факторы. С одной стороны, преимущества, даваемые заложенной в модель возможностью конденсации рабочего газа

в порах низкотемпературного сорбента, могут быть использованы только при большом начальном количестве рабочего газа в НТ-адсорберах, которого должно быть достаточно и для заполнения адсорбционной емкости ЛТ-адсорбера, и для образования в нем конденсата. С другой стороны, слишком большое начальное насыщение высокотемпературной соли, когда  $x_{H,0}$  близко к 1, приводит к тому, что на второй стадии цикла (стадии низкого давления) конечный этап насыщения НТ-адсорберов протекает слишком медленно вследствие кинетического торможения. При больших степенях заполнения адсорбционной емкости высокотемпературной соли возможен еще один неблагоприятный процесс – переадсорбция в низкотемпературном адсорбере на второй стадии цикла. Это явление происходит при быстром испарении конденсата в ЛТ-адсорбере, но медленной адсорбции в НТ-адсорберах, вызванной их высоким заполнением. Тогда давление в ЛТ-адсорбере растет, в то время как температура в нем падает в результате испарения аммиака, что приводит к дополнительной адсорбции рабочего газа в низкотемпературном реакторе. Выделяющаяся при этом теплота адсорбции снижает эффект охлаждения ЛТ-адсорбера. Указанные обстоятельства приводят к противоречию между необходимостью неполного начального заполнения соли высокотемпературного сорбента сорбатом и обеспечением достаточного количества участвующего в процессе рабочего газа. Разрешение этого противоречия может быть достигнуто путем увеличения числа НТ-адсорберов. По указанным причинам выбор значений  $N_H$  и  $x_{H,0}$  является нетривиальной задачей. Специально проведенное численное моделирование показало, что для получения максимальных температур охлаждения теплоносителя на второй стадии холодильного цикла и, одновременно, его высокой производительности целесообразно вести теплопреобразование при  $N_H = 4$  и  $x_{H,0} = 0,5$ .

Соотношения между SCP и  $\langle \Delta T_f \rangle$  при  $N_H = 4$  и  $x_{H,0} = 0,5$ . Выше было показано, что при выбранной схеме организации холодильного цикла – кинетический режим стадий высокого давления в адсорберах обоих типов и сочетание кинетического режима в НТ-адсорберах с конвективным в ЛТ-адсорбере на стадии низкого давления – основным параметром, определяющим характеристики теплопреобразования, является отношение  $L / j_{f,L}$ . При фиксированных значениях  $x_{H,0}$  и  $N_H$ , а также заданном  $\varepsilon_f$ , это отношение задает связь между удельной мощностью и температурным эффектом холодильной установки. На рис. 3 приведены рассчитанные значения этих параметров при варьировании  $L / j_{f,L}$  от 0,5 до 5,0 ( $\text{м}^3 \cdot \text{с} / \text{кг}$ ). Сплошные линии соединяют точки с фиксированным  $\varepsilon_f$  пунктирные – точки с заданным отношением  $L / j_{f,L}$ .

Как следует из рисунка, максимальные значения удельной мощности холодильника достигаются при кинетическом режиме во всех адсорберах, при  $\tau_{\text{ад}} / \tau_* \gg 1$ . В этом пределе время обеих стадий холодильного цикла определяется кинетикой адсорбции в реакторах обоих типов, поскольку фазовые переходы протекают значительно быстрее адсорбционных. Температурный эффект теплопреобразования при этом стремится к нулю, поскольку в кинетическом режиме температура теплоносителя на выходе из адсорбера близка к его начальной температуре. Таким образом, для рассмотренной системы максимальное значение SCP  $\approx 370$  Вт/кг в расчете на единицу массы низкотемпературного сорбента.

Напротив, максимальная величина температурного эффекта может быть получена для предельно малых отношений  $\tau_{\text{ад}} / \tau_* \ll 1$ , т. е. при больших значениях  $L$  и малых  $j_{f,L}$ . В этом случае удельная мощность холодильника стремится к нулю, так как при фиксированном значении длины реактора время стадии низкого давления уменьшается обратно пропорционально  $j_{f,L}$ .

Все приведенные выше результаты расчетов получены для условия перехода к новому циклу теплопреобразования, соответствующего достижению максимума SCP. Представляет интерес исследовать варианты, в которых ука-

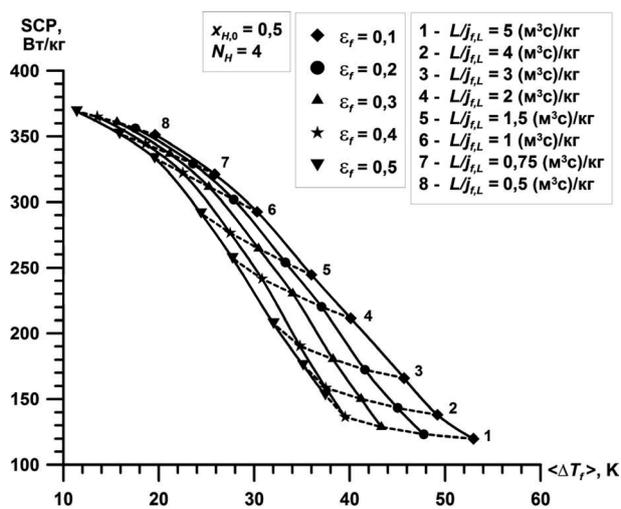


Рис. 3. Соотношения между SCP и  $\langle \Delta T_f \rangle$  для различных значений  $L / j_{f,L}$  и  $\varepsilon_f$

занное переключение производилось бы при достижении минимальной средней температуры теплоносителя на выходе из ЛТ-реактора. На рис. 4 приведено сравнение соотношений между SCP и  $\langle \Delta T_f \rangle$ , рассчитанных для различных условий переключения циклов: при достижении максимального SCP и максимального  $\langle \Delta T_f \rangle$ . Как видно из рисунка, оба условия дают близкие результаты; отличия заметны только для кинетического режима протекания второй стадии в ЛТ-адсорбере. Как показывает более детальный анализ, достижение минимальной средней температуры охлаждения происходит несколько раньше, чем достижение максимума SCP, однако это расхождение становится существенным только при больших отношениях  $\tau_{ad} / \tau_*$ , т. е. для реакторов с малой длиной и большим расходом теплоносителя.

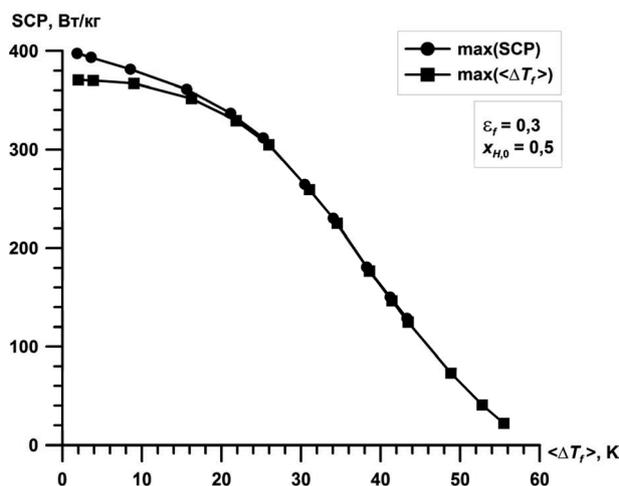


Рис. 4. Сравнение значений SCP и  $\langle \Delta T_f \rangle$ , рассчитанных по различным условиям перехода к следующему циклу теплопреобразования

**Заключение.** В работе впервые рассмотрен вопрос о предельной теоретической эффективности адсорбционно-химического преобразования тепловой энергии. Показано, что существует два предельных режима протекания процессов адсорбции и фазовых переходов: кинетический режим, время которого определяется кинетикой физической и химической адсорбции, и конвективный, скорость которого определяется удельным расходом теплоносителя. Кинетический режим реализуется при больших значениях отношения  $\tau_{ad} / \tau_*$ , т. е. для коротких реакторов и интенсивных расходов теплоносителя. В этом режиме все параметры процесса распределены по адсорберу практически однородно. Для конвективного режима характерны предельно малые значения  $\tau_{ad} / \tau_*$  (реакторы с большой длиной и малым расходом теплоносителя). В этом режиме тепловые и адсорбционные процессы имеют форму волн, распространяющихся вдоль направления прокачки теплоносителя через адсорбер. Представлены результаты расчетов, позволяющие установить зависимость предельной удельной мощности адсорбционного холодильника от среднего температурного эффекта для практически важных диапазонов значений отношения длины реактора к расходу теплоносителя и доли объема реактора, занимаемой теплоносителем. Разработанная модель и представленные расчетные данные могут быть использованы как реперные при разработке новых типов адсорбционно-химических теплопреобразователей.

### Список использованной литературы

1. Wang, R. Adsorption refrigeration technology: theory and application / R. Wang, L. Wang, J. Wu. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2014. – 494 p.
2. Heat pipes and solid sorption transformations: fundamentals and practical applications / eds. L. L. Vasiliev, S. Kakac. – CRC Press. Taylor & Francis Group, USA, 2013. – 517 p.
3. A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems / D. C. Wang [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2010. – Vol. 14. – P. 344–353.
4. Li, T. X. Progress in the development of solid-gas sorption refrigeration thermodynamic cycle driven by low-grade thermal energy / T. X. Li, R. Z. Wang, H. Li // Progress in Energy and Combustion Science. – 2014. – Vol. 40. – P. 1–58.
5. Progress in silicagel–water adsorption refrigeration technology / D. Wang [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2014. – Vol. 30. – P. 85–104.
6. Development of thermal conductive consolidated activated carbon for adsorption refrigeration / L. W. Wang [et al.] // Carbon. – 2012. – Vol. 50. – P. 977–986.
7. Solar-gas solid sorption refrigerator / L. L. Vasiliev [et al.] // Adsorption. – 2001. – Vol. 7. – P. 149–161.
8. Heat transfer design in adsorption refrigeration systems for efficient use of low-grade thermal energy / R. Z. Wang [et al.] // Energy. – 2011. – Vol. 36. – P. 5425–5439.
9. Three adsorbers solar cooler with composite sorbent bed and heat pipe thermal control / Y. Alyousef [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 38. – P. 124–130.
10. Improving the performance of adsorption heat converter in condensation and evaporation of adsorbate in sorbent pores / M. Yu. Lyakh [et al.] // J. Engineering Physics and Thermophysics. – 2013. – Vol. 86, N 6. – P. 1259–1272.

Поступило в редакцию 12.10.2015