

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В.Я. Федянин, М.К. Карпов

Повышение цен на традиционные энергоносители вызывает возрастающий интерес к методам использования возобновляемых источников энергии и, в частности, низкопотенциальной тепловой энергии, запасенной в поверхностных слоях земли.

Почва на глубине более 5 м характеризуется невысокой (8–12 °С), незначительно изменяющейся температурой, что позволяет рассматривать ее как эффективный источник энергии для тепловых насосов.

На рис. 1. приведены характеристики вертикальных грунтовых теплообменников закрытого типа, работающих в составе отопительных систем на основе тепловых насосов,

рассчитанные по материалам, представленным в обзоре установок, эксплуатируемых в различных странах (США, Германия, Швеция, Швейцария и др.) [1].

Данные, приведенные на рис. 1, показывают, что при изменении характеристик систем отопления в широком интервале (мощность – 9÷5200 кВт, глубина скважин – 27÷160 м) отсутствует зависимость удельного теплового потока в расчете на погонный метр скважины от глубины. Производительность большинства систем лежит в интервале 45÷90 Вт/м.

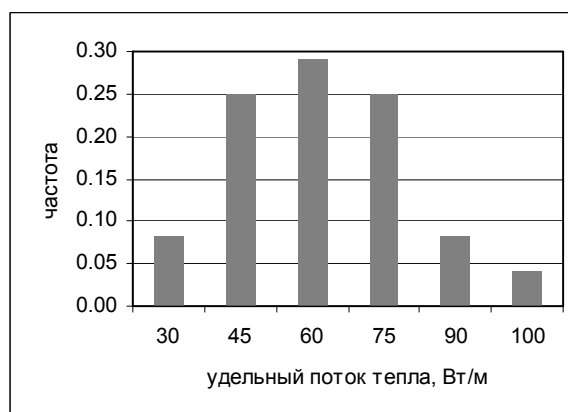
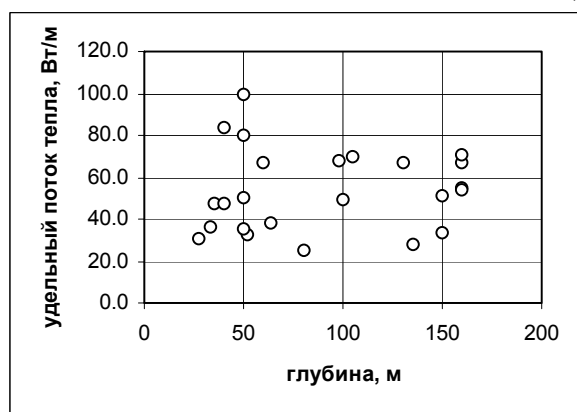


Рис. 1. Тепловые характеристики грунтовых теплообменников

## Системы отопления на основе теплонасосных установок (ТНУ)

Теплонасосная установка состоит (рис. 2) из теплообменника-испарителя 1, компрессора 2, теплообменника-конденсатора 3 и дросселя 4. В качестве рабочего тела установки применяются холодильные агенты: фреоны, аммиак, пропан и др. К испарителю 1 подводится теплоноситель с низкой температурой. В испарителе он отдает тепловую энергию жидкому хладагенту для его испарения и повышения энтальпии. В компрессоре 2 пары хладагента сжимаются и нагнетаются в конденсатор 3. Процесс сжатия паров в компрессоре сопровождается повышением температуры за счет превращения механической работы в тепловую по закону Джоуля - Томсона. В конденсаторе при повышенном давлении происходит конденсация паров хлада-

гента с выделением скрытой теплоты конденсации повышенного потенциала, которая передается теплоносителю – приемнику теплоты. Из конденсатора жидкий хладагент поступает обратно в испаритель через дросселирующее устройство; высокое давление, при котором находится жидкий хладагент на выходе из конденсатора, снижается до давления в испарителе с одновременным снижением температуры. Основным показателем эффективности теплового насоса является коэффициент преобразования (отопительный коэффициент)  $\varphi$ :

$$\varphi = Q_1/N = (Q_2 + N)/N = T_2/(T_2 - T_{11}),$$

где  $Q_1$  – теплопроизводительность ТНУ, Вт;

$N$  – мощность компрессора, Вт;

$T_2$  – температура теплоносителя на выходе из конденсатора, К;

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

$T_{11}$  – температура теплоносителя на входе в испаритель, К.

Теоретические значения отопительного коэффициента могут достигать величин 7 – 8, реальные значения при работе в оптимальном режиме составляют величины 3 – 4, что означает, что на 1 кВт затраченной электрической энергии можно получить 3 – 4 кВт тепловой энергии.

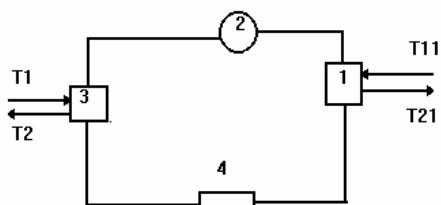


Рис. 2. Принципиальная схема теплового насоса

Источниками энергии для тепловых насосов обычно являются такие, которые ввиду низкого потенциала не могут быть использованы обычными методами, например, при помощи рекуперации. Важным источником энергии является низкопотенциальная энергия, рассеянная в окружающей среде: тепло грунта, грунтовых, геотермальных вод, открытых естественных и искусственных водоемов, воздуха.

Грунт на глубине более 5 м характеризуется хотя и невысокой (8–12 °С), но постоянной температурой, что позволяет рассматривать его как эффективный источник энергии для тепловых насосов. Недостаток грунта, как источника энергии, заключается в малой теплопроводности, что приводит к необходимости прокладки длинных трубопроводов, т.е. к проведению трудоемких и дорогостоящих земельных работ. По различным оценкам 1 погонный метр трубы в грунте может дать 6 – 45 Вт. Поэтому капитальные вложения в такие установки весьма значительны. Положение резко меняется, если в грунте имеются подземные горизонты с грунтовыми водами. Расчет показывает, что даже слабое движение воды в грунте (порядка 1 мм/сутки) может повысить теплоотдачу в десятки раз [2]. Поэтому участки с подземными водными потоками являются весьма перспективными с точки зрения установки тепловых насосов. Ещё более эффективными могут быть месторождения геотермальных вод с невысокой температурой (до 40 °С). Весьма эффективным может также оказаться комбинация тепловых

насосов с другими источниками возобновляемой энергии, например, комбинация *солнечный коллектор – тепловой насос*, где первое устройство повышает температуру теплоносителя, а второе производит более глубокое извлечение энергии.

Открытые природные водоемы, так же как и окружающий воздух, представляют весьма емкий источник энергии. Так же как и у воздуха, температура воды в открытых водоемах подвержена сезонным колебаниям. Поскольку в большинстве районов России температура воды в открытых водоемах падает до 4 °С, использование теплонасосных установок требует применения в холодном контуре специальных теплоносителей с пониженной температурой замерзания (солевые рассолы или водные растворы этиленгликоля). Это резко повышает капитальные и эксплуатационные расходы на установку.

С этой точки зрения использование воды искусственных водоемов (бассейнов при тепловых и атомных электростанциях, водоемов при городских станциях водочистки и т. д.) может дать значительно больший эффект. Поскольку очистные сооружения и станции аэрации есть в каждом крупном городе, то за счет использования низкопотенциальной энергии сбросной воды при помощи тепловых насосов можно покрыть значительный объем тепловой нагрузки в коммунальном теплоснабжении.

Для уточнения параметров работы автоматизированной ТНУ (АТНУ) и влияния на выходные характеристики технологических и конструктивных параметров была создана математическая модель системы АТНУ с вертикальным грунтовым теплообменником. В основу модели заложены уравнения теплообмена внутри АТНУ (теплообменники – испаритель и конденсатор) и в грунтовом теплообменнике, где основную роль играет тепловой поток из грунта. Режим работы теплового насоса типа АТНУ рассчитан таким образом, что он работает при оптимальных условиях с постоянной величиной теплового потока  $Q_1$ , определяемой тепловым потоком от первичного теплоисточника  $Q_2$ , входной температурой "горячего" контура  $T_2$  и массовой скоростью теплоносителя "горячего" контура. При снижении требуемой тепловой нагрузки "горячего" контура  $Q_1$  должно происходить отключение теплового насоса до восстановления заданной температуры  $T_2$ . Если мощность грунтового теплообменника недостаточна для покрытия теплопотерь в "горя-

чем" контуре, должен включаться пиковый доводчик. Такой режим работы АТНУ позволяет практически исключить из расчетной модели "горячий" контур и рассматривать взаимодействие двух остальных.

Математическая модель теплового насоса основана на системе уравнений [2]:

$$Q_1 = K_k F_k \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_k - T_2}{T_k - T_1}}, \quad (1)$$

$$Q_1 = m_1 C_1 (T_1 - T_2), \quad (2)$$

$$Q_1 = K_i F_i \frac{T_{11} - T_{21}}{\ln \frac{T_{21} - T_i}{T_{11} - T_i}}, \quad (3)$$

$$Q_2 = m_2 C_2 (T_1 - T_2), \quad (4)$$

$$Q_2 = m_x r, \quad (5)$$

$$Q_1 = Q_2 + N_k. \quad (6)$$

В уравнениях (1) – (6) приняты следующие обозначения:  $Q_1, Q_2$  – тепловые нагрузки

на конденсатор и испаритель, Вт;  $K_k, K_i$  – средние коэффициенты теплопередачи в конденсаторе и испарителе, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $F_k, F_i$  – площади поверхности теплообмена конденсатора и испарителя, м<sup>2</sup>;  $T_k, T_i$  – температура конденсации и кипения, К;  $T_1, T_{11}, T_2, T_{21}$  – температура теплоносителя на выходе и входе соответственно конденсатора и испарителя, К;  $m_1, m_2$  – массовый расход теплоносителя соответственно в конденсаторе и испарителе, кг/с;  $C_k, C_i$  – теплоемкость теплоносителя в конденсаторе и испарителе, Дж/(кг·К);  $m_x$  – массовый расход хладагента, кг/с;  $r$  – теплота испарения хладагента, Дж/кг;  $N_k$  – индикаторная мощность компрессора, Вт.

На рис. 3 приведена блок-схема программы, которая моделирует работу теплового насоса совместно с грунтовым теплообменником.

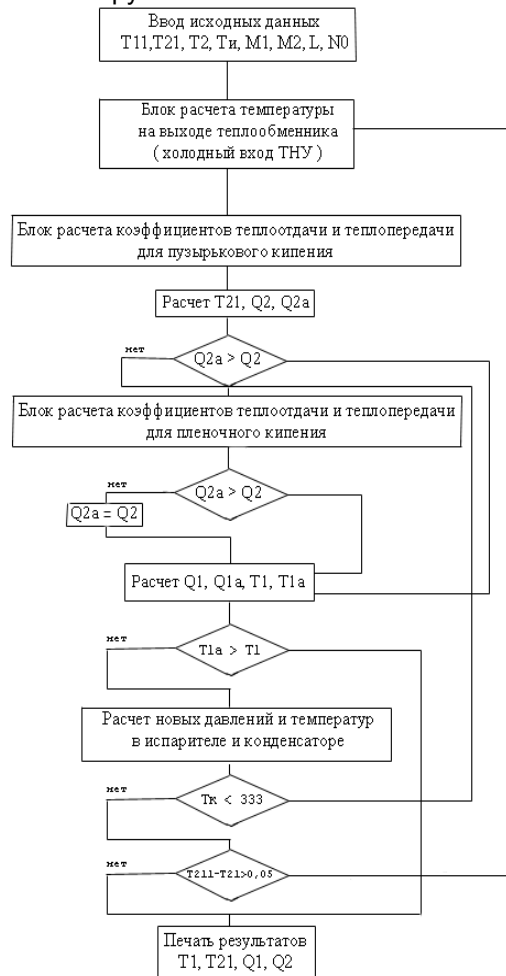


Рис. 3. Блок-схема программы работы ТНУ с грунтовым теплообменником

После ввода из файла данных начальных значений рассчитывается температура на выходе грунтового теплообменника (холодный вход ТНУ) –  $T_{11}$ . Применяя  $T_{11}$  как входной параметр, вычисляем коэффициенты теплопередачи в испарителе и конденсаторе, температуру  $T_{21}$ , а также предельно возможный теплосъем  $Q_{2a}$  и действительно подводимый поток тепла  $Q_2$ . Если подводится больше тепла, чем испаритель может принять, происходит переход к так называемому «высокотемпературному» режиму его работы, когда образуется прослойка пара хладоносителя между его кипящей пленкой и стенкой теплообменника. Это существенно ухудшает теплообмен и приводит к необходимости пересчета коэффициента теплоотдачи в испарителе. После этого производим расчет температуры  $T_1$  и, если она превышает  $T_{1a}$  (максимально возможную при данной температу-

ре конденсации), то увеличивается температура испарения и делается перерасчет температуры конденсации. Для этого используются формулы, полученные в результате обработки данных из [3]. Процесс нарастания  $T_k$  ограничен 333 К, так как при этой температуре достигается предельное давление для компрессора ТНУ – 2,8 МПа. Далее, пока не достигнута заданная точность, изменяется температура на входе в теплообменник, и весь процесс повторяется снова.

**Экспериментальные исследования системы «тепловой насос – водяной накопитель»**

Для проведения испытаний теплового насоса и определения зависимости отопительного коэффициента теплового насоса от режимов работы и параметра теплоносителя был смонтирован стенд (рис. 4).

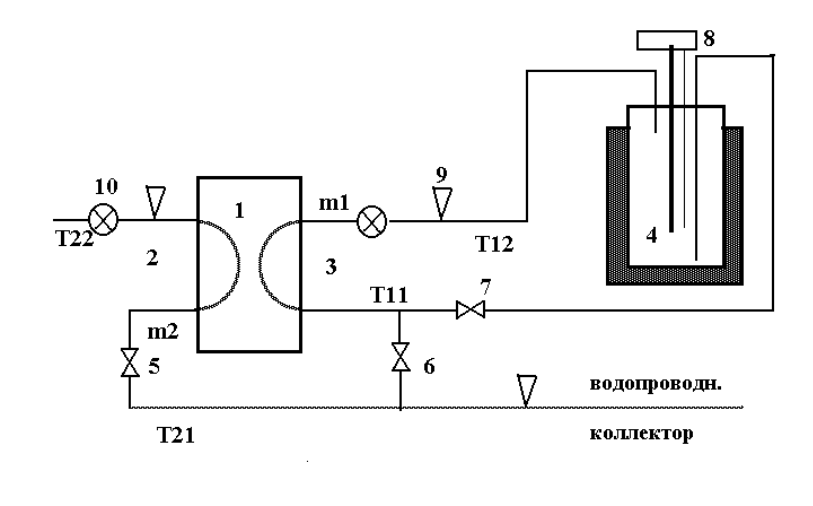


Рис. 4. Стенд для испытания теплового насоса: 1 – тепловой насос; 2 – холодный контур; 3 – горячий контур; 4 – изолированная емкость; 5–7 – регулирующие вентили; 8 – погружная терморпара; 9 – датчики температуры; 10 – расходомеры; 11 – циркуляционный насос;  $m_1$ ,  $m_2$  – массовые расходы горячего и холодного контуров, кг/с;  $T_{11}$ ,  $T_{21}$  – температуры на входе в горячий и холодный контуры;  $T_{12}$ ,  $T_{22}$  – температуры на выходе из горячего и холодного контуров;  $T_4$  – температура в емкости

Для уточнения режимов работы автоматизированной теплонасосной установки (АТНУ) в системе с вертикальным грунтовым теплообменником и влияния на выходные характеристики технологических и конструктивных параметров была разработана математическая модель. В основу модели положены уравнения теплообмена внутри АТНУ (теплообменники – испаритель и конденсатор) и в грунтовом теплообменнике, где основную роль играет тепловой поток из почвы. Методами математического моделирования определялся оптимальный режим работы

теплового насоса с постоянной величиной теплового потока  $Q_1$ , определяемой тепловым потоком от первичного теплоисточника  $Q_2$ , входной температурой «горячего» контура  $T_2$  и массовой скоростью теплоносителя «горячего» контура. При снижении требуемой тепловой нагрузки «горячего» контура  $Q_1$  должно происходить отключение теплового насоса до восстановления заданной температуры  $T_2$ . Если мощность грунтового теплообменника недостаточна для покрытия тепловых потерь в «горячем» контуре, должен включаться пиковый доводчик. Такой режим

работы АТНУ позволяет практически исключить из расчетной модели «горячий» контур и рассматривать взаимодействие двух остальных.

Математическая модель теплового насоса основана на системе уравнений [3]. Вертикальный грунтовый теплообменник представляет собой два коаксиальных цилиндра. Теплоноситель (вода, рассол, антифриз) поступает по внутренней трубе и откачивается через внешнюю. Для расчета вся труба делится на ряд элементарных участков, и для каждого участка составляется система уравнений теплового баланса.

Тепловой баланс для участка внешней трубы:

$$Q_g + Q_{(i-1)} = Q_i + Q_b. \quad (7)$$

Для участка внутренней трубы:

$$Q_b + Q_{(j-1)} = Q_j. \quad (8)$$

В уравнениях (1), (2) приняты следующие обозначения:  $Q_g$  – тепло, поступающее из грунта;  $Q_{(i-1)}, Q_{(j-1)}$  – тепло, поступающее из предыдущего участка;  $Q_{(i)}, Q_{(j)}$  – тепло, уходя-

щее в последующий участок;  $Q_b$  – тепло, идущее на подогрев внутренней трубы.

При разбиении всей трубы на  $N$  участков получаем систему  $2N$  уравнений вида:

$$\frac{dT_i}{dx} = b_1(T_j - T_i) + b_2T_i; \quad (9)$$

$$\frac{dT_j}{dx} = b_1(T_i - T_j). \quad (10)$$

где  $T_i, T_j$  – температуры участков внешней и внутренней трубы;

$b_1, b_2$  – коэффициенты, зависящие от свойств теплоносителя и геометрических размеров системы.

Эта система разрешается методом прогонки с использованием метода Рунге-Кутты 8-го порядка.

В таблице 1 даны значения величины теплосъема грунтового теплообменника от соотношения диаметров внутренней и внешней труб.

Таблица 1

Зависимость величины теплосъема грунтового теплообменника от соотношения диаметра труб.  
Температура грунта – 280 К (7 °С); глубина – 30 м

№ п/п	Диаметр внешний, мм, диаметр внутрен., мм	Скорость теплоносителя, см/с	Теплосъем во внешней трубе, Вт
1	150/100	5.6	4961
2	100/50	7.7	4389
3	100/76	13.8	4770
4	76/50	17.7	4580
5	150/50	2.9	4198
6	159/76	3.5	4580

Как видно из таблицы 1 скорость потока сильно влияет на величину теплосъема. Механизм этого влияния заключается в решающем значении числа Рейнольдса на коэффициенты теплоотдачи, поэтому, например, эффективность труб 150/100 и 100/76 оказывается с точки зрения величины теплосъема практически равнозначными. В то же время состав теплоносителя грунтового теплообменника мало влияет на теплосъем. Так при изменении теплоемкости теплоносителя от 2294 Дж/(кг·К) (чистый этиленгликоль) до 4200 Дж/(кг·К) (чистая вода) теплосъем изменится только на 9 %.

Численные исследования грунтового теплообменника показали, что кроме очевидного увеличения теплосъема из грунта при увеличении площади (за счет увеличения диаметра или длины трубы) важную роль играют гидродинамические характеристики потоков внутри и вне труб. При этом влияние внут-

ренней трубы мало, и основной теплообмен происходит во внешней трубе. Существенное влияние на теплосъем оказывает массовый расход теплоносителя и связанная с ним скорость потока, при этом до определенной скорости (0,7 кг/с) теплосъем растет с увеличением скорости теплоносителя. Однако выше этого предела ухудшаются условия работы испарителя АТНУ, и ожидаемого прироста теплосъема не происходит. Оптимальный расход теплоносителя в холодном контуре при принятых конструктивных и технологических условиях составляет 0,5–0,6 кг/с (2 м<sup>3</sup>/час). В интервале 0,1–0,8 кг/с тепловая мощность грунтового теплообменника может быть выражена уравнением:  $Q_2 = A_1 + C_1 \ln(m_2)$ , коэффициенты в котором определяются технологическими параметрами установки.

Численные исследования показали, что удельный тепловой поток, обусловленный

теплопроводностью грунта, в пересчете на 1 погонный метр трубы в наиболее благоприятных условиях не превышает 30–40 Вт/м. Поэтому вертикальный грунтовый теплообменник необходимо устанавливать с учетом наличия горизонтов с подземными водоносными слоями (гравийно-галечные, известняковые, песчаные грунты) [4]. Из расчетов следует, что до скоростей внешнего потока  $10^{-7}$  м/с (1 см/сутки) кондуктивная составляющая играет существенную роль. При увеличении скорости до  $10^{-6}$  м/с доли конвективной и кондуктивной составляющих становятся соизмеримыми. При скоростях потока более  $10^{-5}$  м/с (1 м/сут.) вкладом теплового потока за счет теплопроводности можно пренебречь. Наличие подземных потоков делает неактуальным вопрос о динамическом истощении тепловой энергии грунта, поскольку будет происходить постоянное ее обновление. Результаты, приведенные на рис. 5, показывают, что извлекаемая из грунта тепловая энергия монотонно растет с ростом длины теплообменника и может быть описана уравнением:  $Q_2 = A_2 + C_2 \ln(L_0)$ , где  $A_2$  и  $C_2$  – коэффициенты, зависящие от конструктивных и технологических параметров установки.

Для условий, соответствующих данным рис. 2,  $A_2 = -1777$ ,  $C_2 = 1655$ . При этих условиях (фильтрационная скорость 10 м/сут.) для получения из грунта 5–6 кВт тепловой мощности необходимая глубина теплообменника составит не менее 50–60 м. Повышение температуры грунта приводит к увеличению теплосъема, например, повышение температуры грунта на 8 К увеличивает теплоотдачу грунта в 2 раза.

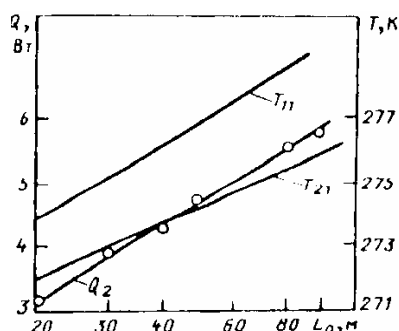


Рис. 5. Зависимость тепловой мощности грунтового теплообменника от глубины (шкала абсцисс – логарифмическая)

Конструктивные особенности АТНУ также имеют большое значение и ставят определенные условия для расхода теплоносителя "горячего" контура: минимальный расход воды на отопление должен составлять 0,3 кг/с (1 м<sup>3</sup>/час). При меньших объемах в системе начнется накопление тепла и, как показали испытания на натурной установке, это приводит к повышению температуры и давления хладагента, что в свою очередь приведет к ухудшению работы испарителя и уменьшению съема тепла в грунтовом теплообменнике.

Гидрологические характеристики территории Алтайского края благоприятны для применения тепловых насосов в системах отопления и горячего водоснабжения, использующих низкотемпературное тепло поверхностных слоев земли. При низкой плотности заселения территории, характерной для сельских поселков, этот ресурс практически неисчерпаем. Однако использование тепловых насосов в таких системах может дать реальную экономию топлива только при условиях, обеспечивающих достаточно высокие значения коэффициента использования оборудования и отопительного коэффициента.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Sanner B. Oberflaechennahe Geothermie – Waerme- und Kaeltteversorgung aus dem Untergrund//BBR: Brunnenbau, Bau Wasserwerk, Rohrleitugsbau. – 1998. – № 10. – С. 34–40.
2. Федянин В.Я. Методика расчета тепловых потоков в грунтовом теплообменнике / В.Я. Федянин, Д.Д. Михеев / <http://edu.secna.ru/main/review/> // Горизонты образования. – 2003. – Вып. 5. 61-я научно-техническая конференция студентов, аспирантов и профессорско-преподавательского состава. Ч. 11 (11ctf.pdf) С. 12–15.
3. Клепанда А.С. Методика расчета на ЭВМ парокомпрессионного теплового насоса / А.С. Клепанда, Э.Б. Филиппов, П.В. Пашко // Холодильная техника. – 1990 – №7. – С. 10–13.
4. Всевожский Г.А. Основы гидрогеологии. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1991. – 440 с.