

УДК 536.242:622.241

Ю. М. Мацевитый, акад. НАН Украины

А. И. Ценципер, канд. техн. наук

В. Н. Голощанов, канд. техн. наук

А. О. Костиков, канд. техн. наук

А. И. Приходько

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: kostikov@ipmach.kharkov.ua)

ВЫБОР РЕЖИМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ОТБОРА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ИЗ ОТРАБОТАВШИХ НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Сформулирована задача оптимального проектирования устройства отбора геотермальной энергии при помощи отработанных нефтяных и газовых скважин. Исследовано влияние конструктивных и режимных параметров на технические и экономические характеристики рассматриваемого устройства.

Сформульована задача оптимального проектування пристрою відбору геотермальної енергії за допомогою відпрацьованих нафтових і газових свердловин. Досліджено вплив конструктивних та режимних параметрів на технічні та економічні характеристики пристрою.

Введение

С развитием экономики стран мирового сообщества происходит ускорение роста потребления природных ресурсов. Поэтому исследования в области рационального потребления существующих энергоресурсов, снижения негативного влияния отходов энергогенерирующих предприятий на окружающую среду за счёт их утилизации, а также поиск альтернативных источников энергии с каждым годом становятся всё более актуальными. К сожалению, следует признать, что в этом отношении Украина отстаёт от большинства развитых стран.

Процессы глобализации также отражаются на перераспределении энергоносителей, с каждым годом делая экономику стран все более зависимой от их экспортеров. Так, в частности, Украина во многом зависит от поставок газа и нефтепродуктов из других стран.

Что касается альтернативных источников энергии, то всё более привлекательным является использование тепловой энергии недр земли. Существует несколько вариантов её утилизации, в том числе предложенная нами ранее технологическая схема отбора энергии из отработавших нефтегазовых скважин [1, 2], обладающая рядом преимуществ по сравнению с аналогами. В [2] приведена система уравнений, описывающая теплофизические процессы, происходящие во время передачи тепла от массива грунта к потребителю, и проведен численный эксперимент, показывающий потенциальные возможности такой технологической схемы.

При использовании этой схемы потребителя интересует температура теплоносителя на выходе из скважины, полученная тепловая мощность, материальные затраты на работу системы, её срок службы и окупаемость. Учитывая значительное количество параметров, влияющих на эти показатели, возникает проблема поиска оптимальных режимных и конструктивных параметров системы, позволяющих достичь максимальной температуры и мощности при минимальных затратах.

Исследования подобного рода являются неотъемлемой составляющей изучения новых способов утилизации энергии альтернативных источников, т. к. предлагаемые способы должны быть, в первую очередь, менее затратными по сравнению с существующими. Однако, как показывает анализ проводимых в настоящее время исследований подобных устройств отбора тепловой энергии, технические и экономические характеристики рассматриваются независимо друг от друга. Зачастую либо доходную и затратную часть работы устройства сравнивают с экономическими затратами на использование других источников энергии без уточнения конструктивных параметров [3], либо проводят анализ устройства определенного типа, не варьируя его режимные [4] или конструктивные параметры [5], [6]. Следует отметить, что недостаточно внимания в таких исследованиях уделяется оценке возможности эффективной и безубыточной работы устройства в течение длительного периода эксплуатации [7].

Целью данной работы является формулировка задачи оптимального проектирования устройства отбора тепла, а также исследование закономерностей влияния конструктивных и режимных параметров на технические и экономические характеристики рассматриваемого устройства. Как будет показано ниже, данная задача является задачей многокритериальной оптимизации [8] с конкурирующими критериями. Выявленные закономерности и зависимости позволят в дальнейшем разработать методику решения задачи поиска оптимальных параметров рассматриваемого устройства.

Постановка задачи

Как уже отмечалось, ключевыми показателями работы системы отбора тепла из недр земли являются температура теплоносителя на выходе, получаемая тепловая мощность, а также экономические характеристики (капитальные затраты на проектирование и установку системы, а также эксплуатационные затраты). Остановимся более подробно на том, какие параметры системы можно варьировать с целью оптимизации вышеприведенных показателей.

В предложенном нами устройстве [1] в ликвидированную скважину спускаются две колонны труб – подъёмная и промежуточная (между подъёмной и эксплуатационной колоннами). В результате этого в кольцевом пространстве между эксплуатационной и промежуточной колонной формируется нисходящий поток холодного теплоносителя, а внутри подъёмной – восходящий поток нагретого. При этом герметичное воздушное кольцевое пространство между подъёмной и промежуточной колоннами минимизирует тепловые потери от восходящего потока к нисходящему. Более подробно технологическая схема устройства рассмотрена в [2]. Поскольку подъёмная и промежуточная колонны спускаются на определённую глубину к забою скважины, единственные конструктивные параметры, которыми можно варьировать, – геометрические параметры труб, из которых формируются колонны, то есть диаметры этих труб и толщина их стенок.

Введём следующие обозначения: g_n – геометрические параметры подъёмной колонны; g_{np} – геометрические параметры промежуточной колонны. Заметим также, что эти колонны формируются из стандартных насосно-компрессорных труб (НКТ), следовательно, параметры g_n и g_{np} фактически являются типоразмером труб и могут принимать лишь конечное число значений, обусловленных ГОСТ 663 [9].

На работу устройства будет влиять теплоноситель, который должен обладать высокой теплоёмкостью, низкой стоимостью и не оказывать коррозионного влияния на систему. Поэтому в качестве теплоносителя будем рассматривать только техническую воду, которая должна быть предварительно очищена для уменьшения коррозионного влияния на устройство.

Рассмотрим, какие режимные параметры можно изменять в процессе работы устройства. Поскольку источником теплоты в данном случае является энергия недр земли, прямого воздействия на темп нагрева теплоносителя за счёт управления источником теплоты оказать невозможно. Единственными режимными параметрами, на которые можно оказать непосредственное влияние, являются параметры теплоносителя. Так как предполагается, что рас-

сма­три­вае­мое уст­рой­ство от­бо­ра те­пла бу­дет ра­бо­тать в за­коль­цо­ван­ной си­сте­ме «те­пло­ге­не­ра­тор – по­тре­би­тель те­пла», то тем­пе­ра­ту­ра те­пло­но­си­те­ля по­сле по­тре­би­те­ля, то е­сть на вхо­де в ск­ва­жи­ну, за­ви­сит от дру­гих па­ра­мет­ров (рас­ход те­пло­но­си­те­ля, его тем­пе­ра­ту­ра на вы­хо­де к по­тре­би­те­лю, по­лез­ная те­п­ло­вая мо­щ­ность, от­да­вае­мая по­тре­би­те­лю). Из при­ве­ден­ных па­ра­мет­ров управ­ляе­мым пред­став­ляе­тся рас­ход те­пло­но­си­те­ля. Кро­ме то­го, тем­пе­ра­ту­ру те­пло­но­си­те­ля на вхо­де в ск­ва­жи­ну мож­но по­ни­жать за с­чёт те­пло­на­сос­ных тех­но­ло­гий, по­лу­чая при это­м до­пол­ни­те­льную те­п­ло­вую энер­гию.

В ка­че­стве кри­те­рия оп­ти­маль­но­сти си­сте­мы бу­дем рас­сма­три­вать тех­ни­ко­эко­но­ми­че­ское тре­бо­ва­ние, обес­пе­чи­ва­ю­щее ми­ни­маль­ную сто­и­мость по­лу­чае­мой те­п­ло­вой энер­гии при ма­кс­и­маль­ном её ко­ли­че­стве. При это­м для эф­фек­тив­ной ра­бо­ты си­сте­мы те­п­ло­снаб­же­ния не­об­хо­ди­мо, что­бы тем­пе­ра­ту­ра те­пло­но­си­те­ля не бы­ла ни­же не­ко­то­ро­го по­ро­го­во­го зна­че­ния. Та­ким об­ра­зом, рас­сма­три­вае­мую за­да­чу мож­но с­фор­му­ли­ро­вать так:

$$Q(G, T_{\text{вх}}, g_{\text{п}}, g_{\text{пр}}) \rightarrow \max \quad (1)$$

$$\mathcal{E}(G, T_{\text{вх}}, g_{\text{п}}, g_{\text{пр}}) \rightarrow \min \quad (2)$$

$$T_{\text{вых}}(G, T_{\text{вх}}, g_{\text{п}}, g_{\text{пр}}) \geq T_{\text{доп}}, \quad (3)$$

где Q – ко­ли­че­ство те­п­ло­ты, от­би­рае­мое из не­др зем­ли в еди­ни­цу вре­ме­ни, Вт; G – ма­с­со­вый рас­ход те­пло­но­си­те­ля, кг/м³; \mathcal{E} – экс­п­лу­а­та­ци­он­ные рас­хо­ды за рас­сма­три­вае­мый про­ме­жу­ток вре­ме­ни, грн; $T_{\text{вх}}, T_{\text{вых}}$ – тем­пе­ра­ту­ра те­пло­но­си­те­ля на вхо­де и вы­хо­де из ск­ва­жи­ны, °С; $T_{\text{доп}}$ – ми­ни­маль­но до­пус­ти­мая тем­пе­ра­ту­ра те­пло­но­си­те­ля на вы­хо­де к по­тре­би­те­лю.

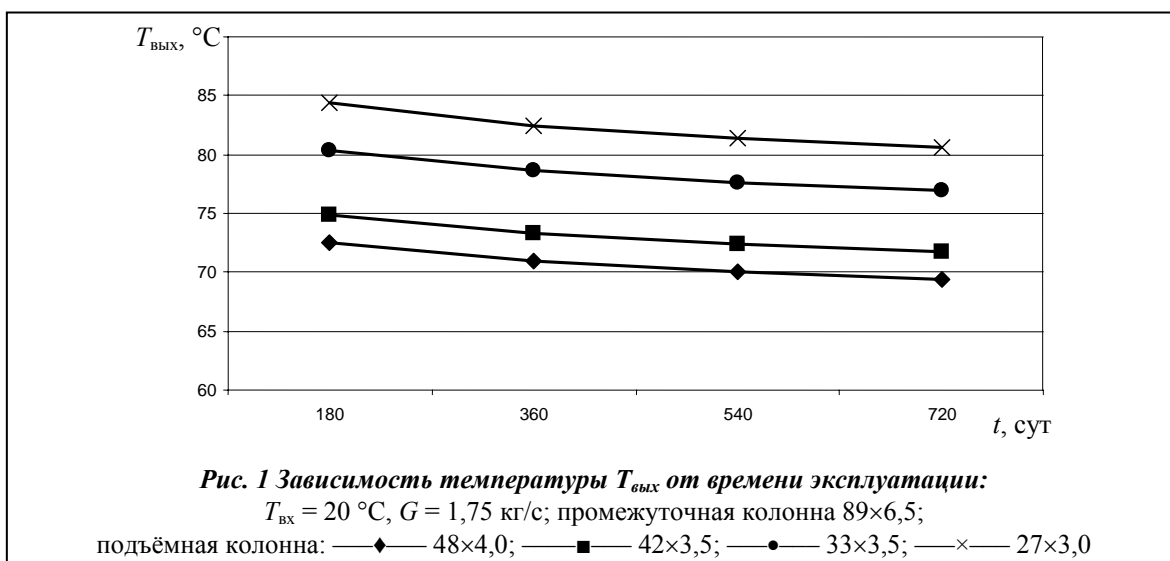
Ка­пи­та­ль­ные за­тра­ты, в пер­вую оче­редь, свя­за­ны со спус­ком в ск­ва­жи­ну про­ме­жу­точ­ной и подьём­ной ко­лонн и про­клад­кой тру­бо­про­во­да к по­тре­би­те­лю. По­сколь­ку сто­и­мость этих ме­ро­прия­тий ли­шь в не­зна­чи­те­ль­ной ме­ре за­ви­сит от зна­че­ний варь­ируе­мых па­ра­мет­ров, в дан­ной за­да­че ка­пи­та­ль­ные за­тра­ты не учи­ты­ва­ют­ся.

Как ви­дно, за­да­ча (1) яв­ляе­тся за­да­чей мно­го­кри­те­ри­аль­ной оп­ти­ми­за­ции. При это­м часть па­ра­мет­ров, от ко­то­рых за­ви­сят оп­ти­ми­зи­руе­мые ве­ли­чи­ны, яв­ля­ют­ся дис­крет­ны­ми ($g_{\text{п}}$ и $g_{\text{пр}}$), а часть – не­прерыв­ны­ми (G и $T_{\text{вх}}$).

Как из­вест­но, в за­да­чах мно­го­кри­те­ри­аль­ной оп­ти­ми­за­ции от­дель­ные кри­те­рии за­час­тую кон­ку­ри­ру­ю­щие, в­след­ствие че­го каж­дая кон­крет­ная за­да­ча име­ет це­лое мно­же­ство так на­зы­вае­мых не­у­луч­шае­мых ре­ше­ний (ко­гда не­воз­мож­но у­луч­шить один из кри­те­риев без у­худ­ше­ния дру­го­го) [8]. Рас­сма­три­вае­мая за­да­ча не яв­ляе­тся ис­клю­че­нием. Оче­вид­но, что уве­ли­че­ние рас­хо­да те­пло­но­си­те­ля че­рез уст­рой­ство при не­из­мен­ной тем­пе­ра­ту­ре на вхо­де при­ведёт к по­вы­ше­нию по­лез­ной по­лу­чае­мой те­п­ло­вой энер­гии и од­но­вре­мен­но­му у­худ­ше­нию э­ко­но­ми­че­ских по­ка­за­те­лей за с­чёт уве­ли­че­ния за­тра­т э­лек­тро­энер­гии на ра­бо­ту на­со­са в си­сте­ме. При­ме­не­ние раз­лич­ных ме­то­дов мно­го­кри­те­ри­аль­ной оп­ти­ми­за­ции по­зво­ля­ет по­лу­чить еди­нест­вен­ное ре­ше­ние, но оно за­ви­сит от то­го, ка­кие до­пол­ни­те­ль­ные па­ра­мет­ры (на­при­мер ве­со­вые коэф­фи­цие­нты для каж­до­го кри­те­рия) бы­ли вы­бра­ны в про­цес­се ре­ше­ния. По­это­му не­об­хо­ди­мо про­вес­ти чис­лен­ные ис­сле­до­ва­ния для вы­яв­ле­ния вли­я­ния кон­струк­тив­ных и ре­жим­ных па­ра­мет­ров на тех­ни­че­ские и э­ко­но­ми­че­ские ха­рак­те­ри­сти­ки рас­сма­три­вае­мо­го уст­рой­ства, что по­зво­лит в даль­ней­шем раз­ра­бо­тать ме­то­ди­ку ре­ше­ния за­да­чи по­ис­ка оп­ти­маль­ных па­ра­мет­ров.

Исходные данные

Рас­чё­ты бу­дем ве­сти на при­ме­ре ти­по­вой ск­ва­жи­ны, рас­сма­три­вае­мой в [2], с экс­п­лу­а­та­ци­он­ной ко­лон­ной 140×10,5 и глу­би­ной 5000 м. Тем­пе­ра­ту­ра на за­бое ск­ва­жи­ны со­став­ляе­ет 130 °С. Те­п­ло­физиче­ские свой­ства грун­та $c = 1040$ Дж/(кг·К), $\rho = 2800$ кг/м³, $\lambda = 2,6$ Вт/(м·К). Зна­че­ние сред­не­го­до­вой тем­пе­ра­ту­ры на по­верх­но­сти зем­ли при­ня­то 7,8 °С. В ка­че­стве те­пло­но­си­те­ля, как уже от­ме­ча­лось, ис­поль­зуе­тся тех­ни­че­ская во­да. По­сколь­ку про­ме­жу­точ­ная и подьём­ная ко­лон­ны долж­ны бес­пре­пят­ствен­но спус­кать­ся в ск­ва­жи­ну, ме­жду ни­ми, а так­же ме­жду про­ме­жу­точ­ной и экс­п­лу­а­та­ци­он­ной ко­лон­на­ми долж­ны бы­ть со­от­вет­ст­вую­щие за­зо­ры. Анали­з су­щест­вую­щих ти­по­раз­ме­ров НКТ и со­еди­ни­те­ль­ных муфт [9] по­ка­зал, что для ск­ва­жи­ны с экс­п­лу­а­та­ци­он­ной ко­лон­ной 140×10,5 воз­мож­ны



следующие варианты соотношений размеров промежуточной и подъемной колонн при условии выдерживания зазоров между колоннами не менее 5 мм:

- – промежуточная колонна $89 \times 8,0$, подъемная колонна $48 \times 4,0$, $42 \times 3,5$, $33 \times 3,5$ или $27 \times 3,0$;
- – промежуточная колонна $89 \times 6,5$, подъемная колонна $48 \times 4,0$, $42 \times 3,5$, $33 \times 3,5$ или $27 \times 3,0$;
- – промежуточная колонна $73 \times 7,0$, подъемная колонна $42 \times 3,5$, $33 \times 3,5$ или $27 \times 3,0$;
- – промежуточная колонна $73 \times 5,5$, подъемная колонна $48 \times 4,0$, $42 \times 3,5$, $33 \times 3,5$ или $27 \times 3,0$;
- – промежуточная колонна $60 \times 5,0$, подъемная колонна $33 \times 3,5$ или $27 \times 3,0$.

Проводилось моделирование непрерывной работы устройства в течение 2 лет.

Влияние конструктивных параметров на характеристики устройства

Для численного эксперимента с различными видами конструкций устройства использованы следующие значения режимных параметров – температура на входе $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и расход $1,75 \text{ кг/с}$. Расчёты были выполнены для всех возможных соотношений типоразмеров промежуточной и подъемной колонн, приведенных выше. На рис. 1 представлено изменение температуры теплоносителя на выходе из скважины в процессе эксплуатации при использовании промежуточной колонны $89 \times 6,5$.

Из рис. 1 видно, что для фиксированного размера промежуточной колонны увеличение температуры теплоносителя на выходе из системы и тепловой мощности, отбираемой при этом от горной породы, происходит при уменьшении диаметра подъемной колонны (аналогичный факт наблюдается и для промежуточных колонн других размеров). Правда, при использовании подъемных колонн малого диаметра возникает проблема поддержания заданного расхода теплоносителя. Из-за увеличения гидравлического сопротивления приходится увеличивать давление, создаваемое насосом, что приводит к увеличению затрат электрической энергии и отрицательно отражается на предполагаемых финансовых затратах, связанных с работой данного устройства. Для оценки экономических преимуществ применения данного устройства воспользуемся следующей формулой:

$$\text{ПЭ} = \text{СЭ} - \text{ПЗ},$$

где ПЭ – предполагаемая экономия; СЭ – рыночная стоимость получаемой тепловой энергии, которая фактически является затратами потребителя на получение такого же количества теплоты от других поставщиков; ПЗ – предполагаемые эксплуатационные затраты, то есть стоимость электроэнергии, необходимой для работы насоса. Были рассчитаны предполагаемые затраты на непрерывную эксплуатацию данного устройства в течение 1 месяца при стоимости $1 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ электрической энергии $66,85 \text{ коп}$ (II класс потребителей), а также исходя из того, что 1 Гкал тепловой энергии стоит 65 грн или $5,59 \text{ коп}$ за $1 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ (средняя отпускная

цена ТЭЦ). В табл. 1 приведены результаты технико-экономических расчётов после 6 месяцев непрерывной эксплуатации скважины.

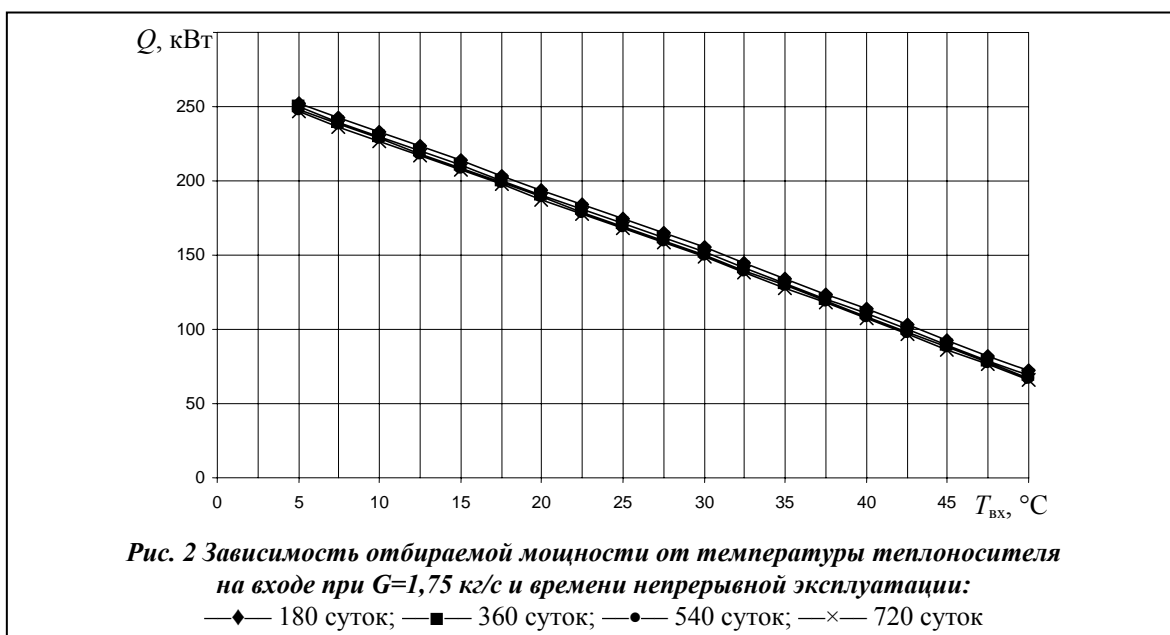
Таблица 1. Влияние типоразмеров колонн на технико-экономические характеристики (после 6 месяцев непрерывной эксплуатации)

Промежуточная колонна	Подъемная колонна	Температура воды в забое, °С	Температура воды на выходе, °С	Отбираемая тепловая мощность, кВт	Потери давления, МПа	Самотяга, МПа	Электрическая мощность насоса, кВт	Затраты, тыс. грн/месяц	Предполагаемая экономия, тыс. грн/месяц
89×8,0	48×4,0	100,4	72,0	384	2,27	0,91	3,2	1,5	13,9
89×8,0	42×3,5	100,3	75,8	414	4,07	0,79	7,6	3,7	13,0
89×8,0	33×3,5	100,7	80,4	450	15,23	0,67	33,8	16,2	1,9
89×8,0	27×3,0	100,8	84,3	482	48,17	0,55	110,4	53,1	-33,7
89×6,5	48×4,0	100,3	72,5	388	2,27	0,89	3,2	1,5	14,1
89×6,5	42×3,5	100,5	74,9	407	4,07	0,83	7,5	3,6	12,7
89×6,5	33×3,5	100,7	80,4	450	15,23	0,67	33,8	16,2	1,9
89×6,5	27×3,0	100,8	84,3	482	48,17	0,55	110,4	53,1	-33,7
73×7,0	42×3,5	100,2	72,1	385	3,87	0,89	6,9	3,3	12,2
73×7,0	33×3,5	99,8	79,8	445	15,04	0,66	33,3	16,0	1,9
73×7,0	27×3,0	100,0	83,5	475	48,02	0,55	110,0	53,0	-33,8
73×5,5	48×4,0	100,3	67,5	349	2,08	1,03	2,4	1,2	12,9
73×5,5	42×3,5	100,0	73,1	393	3,87	0,86	7,0	3,4	12,4
73×5,5	33×3,5	99,7	80,2	448	15,04	0,64	33,4	16,1	2,0
73×5,5	27×3,0	100,0	83,5	475	48,02	0,55	110,0	53,0	-33,8
60×5,0	33×3,5	99,6	77,5	427	15,03	0,72	33,2	16,0	1,2
60×5,0	27×3,0	99,4	82,9	470	48,03	0,54	110,0	53,0	-34,0

При выборе рациональных конструктивных параметров устройства необходимо учитывать, что при длительной эксплуатации происходит падение температуры теплоносителя (см. рис. 1), что влечёт за собой уменьшение самотяги и, как следствие, увеличение энергопотребления насоса, а также уменьшение количества получаемой тепловой энергии. Таким образом, типы устройств, обеспечивающих малую предполагаемую экономию в первые месяцы их эксплуатации, могут со временем стать менее эффективными по сравнению с другими источниками получения энергии и даже убыточными.

Для оценки времени безубыточной работы сделано предположение, что линейный закон падения температуры теплоносителя в системе при длительной эксплуатации (рис. 1) обуславливает линейное увеличение затрат на работу насоса. С экономической стороны принято предположение о неизменности цен на тепловую и электроэнергию, а также об использовании потребителем всей производимой устройством тепловой энергии. С учетом вышеупомянутых предположений и полученных результатов численного эксперимента было отмечено, что при использовании подъемных колонн размером 48×4,0 предполагаемая экономия уменьшается в среднем на 345, при 42×3,5 – на 375, при 33×3,5 – на 435 и при 27×3,0 – на 550 грн за полгода эксплуатации скважины.

Таким образом, для заданных исходных условий оказалось финансово нерациональным использование в конструкции в качестве подъемных колонн труб 27×3,0 в силу больших затрат на работу насоса, а труб 33×3,5 – в силу небольшой начальной предполагаемой экономии и возможности безубыточной работы системы лишь в течение первых 2,5 лет. Два оставшихся типа подъемных колонн позволяют получать теплоноситель с незначительно отличающимися техническими характеристиками. С учётом максимального значения начальной экономии при заданных условиях можно сделать вывод о рациональной конструк-



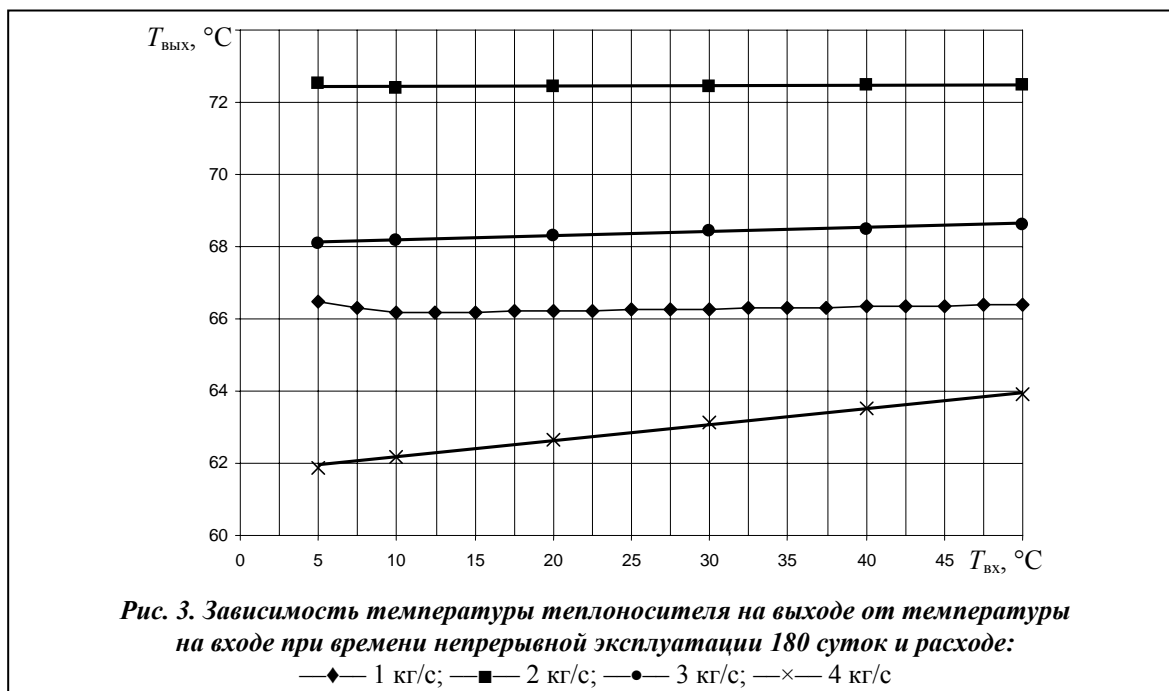
ции устройства с промежуточной колонной $89 \times 6,5$ и подъемной колонной $48 \times 4,0$, позволяющей обеспечивать безубыточную непрерывную работу в течение 17,5 лет. Следует отметить, что при климатических условиях Украины, как правило, нет необходимости получения постоянного количества тепловой энергии в течение всего года. Поэтому при реальной эксплуатации понижение температуры теплоносителя и отбираемой тепловой мощности будет со временем замедляться, а срок безубыточной работы – увеличиваться.

Влияние режимных параметров на характеристики устройства

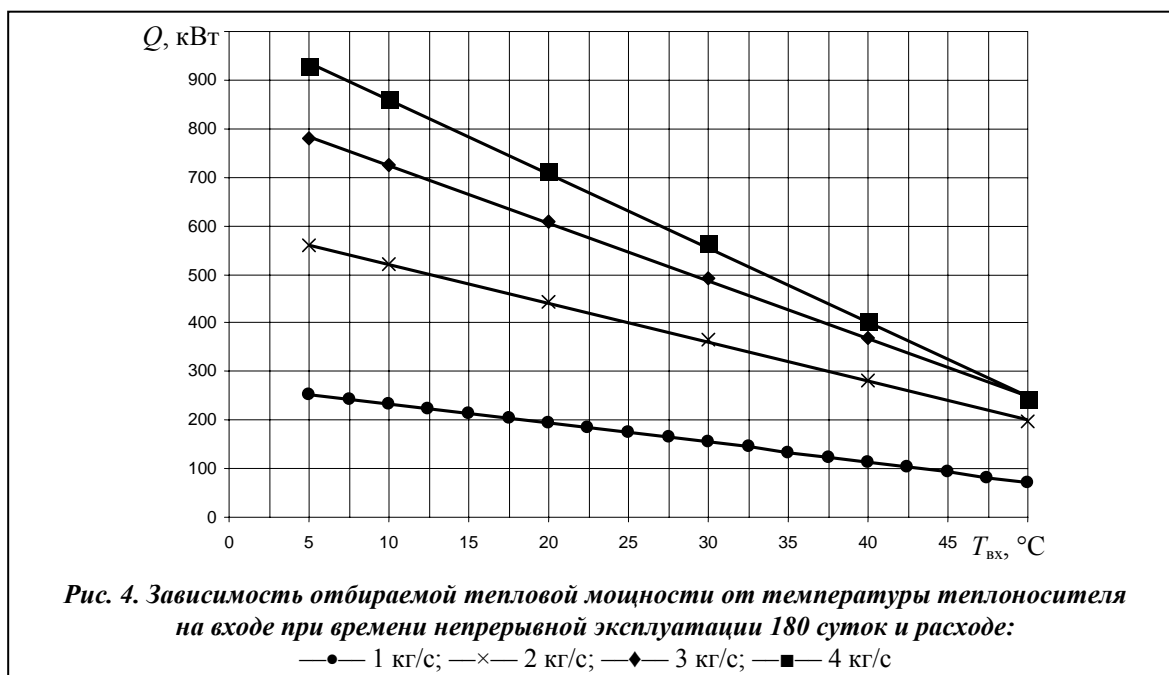
Проблема выбора оптимальных режимных параметров устройства (в данном случае – температуры теплоносителя на входе и его расхода) также является ключевой не только для достижения необходимых показателей температуры на выходе и отбираемой тепловой мощности, но и для минимизации затрат на работу и получения максимальной выгоды при отсутствии возможности изменения конструкции устройства и режима его постоянной эксплуатации. Вычислительный эксперимент по определению влияния режимных параметров на характеристики устройства проводился для устройства с промежуточной колонной $89 \times 6,5$ и подъемной колонной $48 \times 4,0$ и в силу наличия двух варьируемых параметров был разбит на два: варьирование температурой теплоносителя на входе и варьирование расходом теплоносителя.

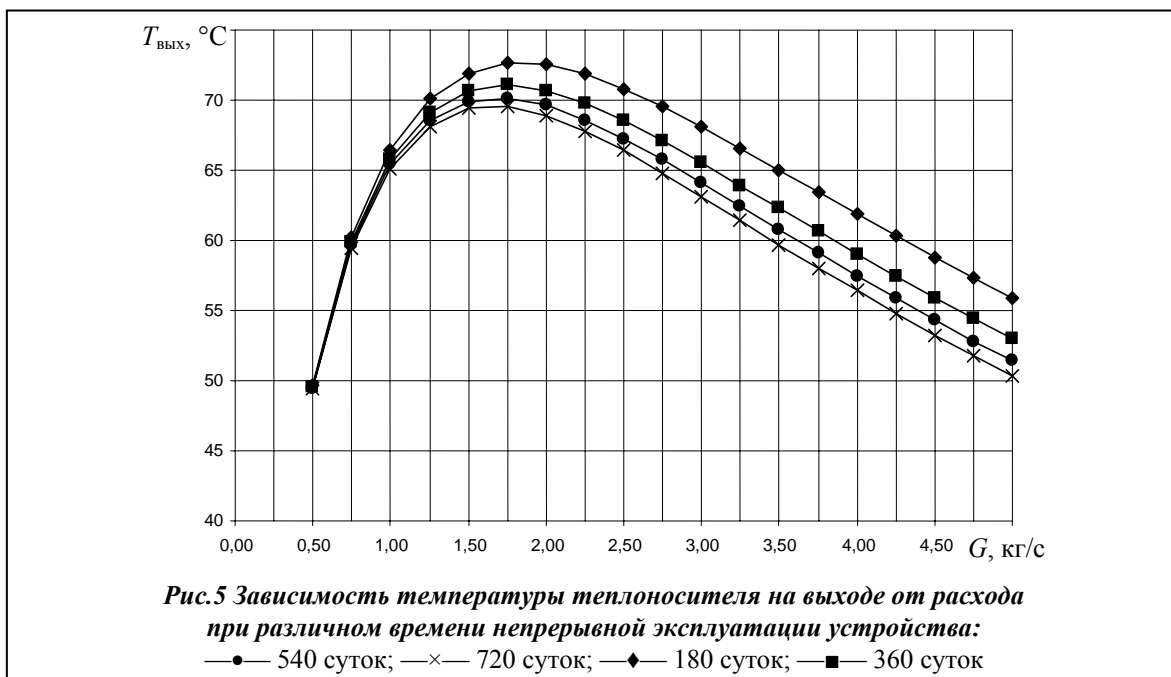
В процессе вычислений температура теплоносителя на входе варьировалась от 5 до 50 °C с шагом 2,5 °C, а расход – в пределах от 0,5 до 5 кг/с шагом 0,25 кг/с. Было отмечено, что отбираемая тепловая мощность при длительной эксплуатации остаётся практически неизменной во времени и имеет обратную линейную зависимость от температуры теплоносителя на входе (рис. 2). В свою очередь, температура теплоносителя на выходе системы не зависит от температуры на входе, что свидетельствует об установлении одного и того же температурного состояния за счёт большого расстояния, которое проходит теплоноситель, и зависит лишь от его расхода и времени эксплуатации скважины (рис. 3). Следует отметить, что отбираемая тепловая мощность растёт не только при уменьшении температуры теплоносителя на входе, но и при увеличении его расхода (рис. 4).

Как было отмечено выше, увеличение расхода влечёт за собой необходимость повышения давления на входе и, как следствие, увеличение финансовых затрат на работу насоса, что может негативно отразиться на экономической целесообразности данных режимов работы устройства. Поэтому при выборе оптимального значения расхода необходимо использовать, прежде всего, экономический, а не технический критерий.



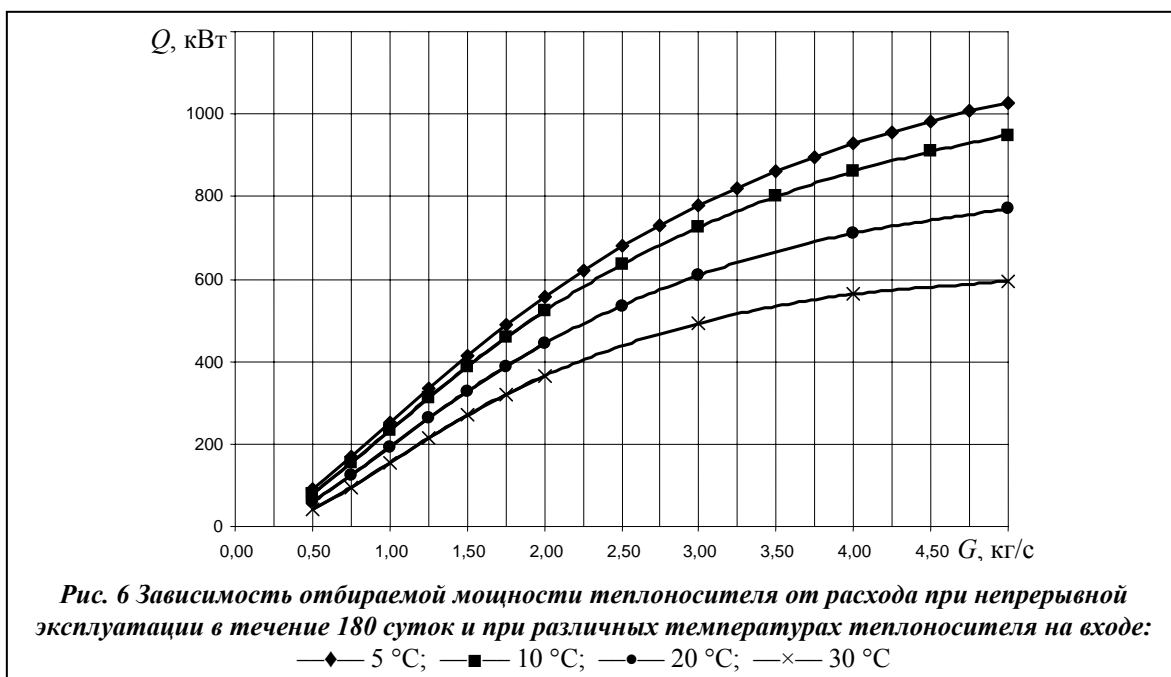
Изменение расхода теплоносителя оказывает более существенное влияние на температуру теплоносителя на выходе, чем изменение температуры на входе. При этом в районе 1,75 кг/с отмечается чётко выраженный максимум температуры теплоносителя на выходе, причём до точки, соответствующей максимуму, идёт быстрый рост, а после неё – плавное уменьшение температуры (рис. 5). Данное явление можно объяснить тем, что при малых расходах время продвижения теплоносителя вверх по подъёмной колонне настолько велико, что он теряет значительное количество тепловой энергии за счёт охлаждения нисходящим холодным потоком, который движется в кольцевом зазоре между промежуточной и эксплуатационной колоннами. И наоборот, при больших расходах теплоноситель настолько быстро опускается вниз по кольцевому зазору, что не успевает полностью прогреться до температуры горной породы. Кроме того, из рис. 5 видно, что данная точка максимума остаётся практически неизменной для различной длительности эксплуатации.





Было также отмечено, что увеличение расхода теплоносителя приводит к повышению полезной тепловой мощности (рис. 6). В то же время при неизменном расходе её величина практически не меняется в процессе эксплуатации устройства (рис. 2).

Проанализировав все полученные результаты расчётов, можно предположить, что для данной конструкции устройства наилучшими режимными параметрами будут температура теплоносителя на входе 5 °С и расход 1,75 кг/с, что позволит получать максимально возможную температуру на выходе, максимальную мощность для данного расхода и минимизировать потери мощности при длительной эксплуатации. Следует, однако, отметить, что данное предположение требует дальнейших строгих экономических обоснований для анализа возможных затрат и предполагаемой экономии.



Заключение

Проведенные исследования позволили выделить некоторые ключевые закономерности при изменении конструктивных и режимных параметров устройства утилизации тепловой энергии земли из ликвидированных нефтегазовых скважин. Для различных конструктивных параметров проведена оценка возможных затрат, необходимых для эксплуатации данной системы, предполагаемой экономии по сравнению с использованием иных источников тепловой энергии и времени безубыточной работы, что позволяет оценить степень окупаемости проекта.

Можно сделать вывод о влиянии температуры теплоносителя на входе в систему только на отбираемую тепловую мощность, а расхода – и на мощность, и на температуру теплоносителя на выходе. Найдены значения режимных параметров, при которых достигаются наилучшие тепловые характеристики системы. Увеличение расхода теплоносителя хотя и приводит к повышению отбираемой тепловой мощности, но в определенной мере сказывается на финансовых затратах за счёт увеличения номинальной мощности циркуляционного насоса в системе.

Заметим, что при умеренных климатических условиях (что характерно для всей территории Украины) потребитель, как правило, не имеет необходимости в получении одинакового количества тепловой энергии в течение всего года. Поэтому при реальной эксплуатации понижение температуры теплоносителя и отбираемой тепловой мощности будет со временем замедляться, а срок безубыточной работы – увеличиваться по сравнению с величинами, приведёнными в данной статье.

Следует также отметить, что в данной статье представлены результаты вычислительного эксперимента для типовой скважины с эксплуатационной колонной 140×10,5, что характерно для Украины. В странах с более интенсивной добычей нефти и газа используются скважины большего диаметра с эксплуатационной колонной 168, 178 мм и более. В результате этого диапазон типоразмеров НКТ, которые могут использоваться для подъёмной и промежуточной колонн, существенно расширяется и можно найти такие значения конструктивных параметров, которые позволят увеличить расход теплоносителя (а следовательно, и полезную тепловую мощность устройства) при относительно небольшом давлении, создаваемым циркуляционным насосом.

Литература

1. Пат. 41258 Украина, МПК⁶ F24J 3/08. Геотермальный пристрій / А. І. Ценципер, В. М. Голощанов, А. О. Костіков. – Опубл. 12.05.09, Бюл. № 9.
2. Ценципер А. І. Одержання теплової енергії з ліквідованих нафтогазових свердловин / А. І. Ценципер, А. О. Костіков, В. М. Голощанов // Нафт. і газова пром-сть. – 2009. – № 3. – С. 41–43.
3. Jialing Z. Analysis of Marketing Prospect on Technology of Application of Heat Pumps / Zhu Jialing, Dong Zhilin, Hong Qinghua // Economic Analysis. – 2005. – № 4. P. 1–5.
4. Kabus F. Detailed Design Specifications including Economic and Financial Analysis for Geothermal Heating Systems in Bulgaria / Frank Kabus, Fabian Kuhn. // Proc. European Geothermal Congr. 2007, Unterhaching, Germany, 30 May-1 June 2007. – P. 256–268.
5. Волов Г. П. Моделирование работы систем отопления, вентиляции и теплоснабжения. Книга 3. Теоретические основы / Г. П. Волов. – Минск: ОДО «Энерговент», 2007. — 154 с.
6. Yamaguchi S. Operation Data Analysis of Shallow Depth Ground-Source Heat Pump System at Ogatamura and Takanosu, Akita Prefecture, Japan / Shinji Yamaguchi, Isao Takashima. // Proc. World Geothermal Congr. 2005, Antalya, Turkey, 24-29 April 2005. – P. 269–275.
7. Vasiljev G. P. Geothermal Heat Pump Systems of Heat Supply (GHPS): Operational Experience, Technical and Ecological Aspects in Russia / G. P. Vasiljev // Energy. – 2005. – № 4. – P. 24–29.
8. Лотов А. В. Многокритериальные задачи принятия решений: Учеб. пособие / А. В. Лотов, И. И. Поспелова. – М.: МАКС Пресс, 2008. – 197 с.
9. ГОСТ 633–80. Трубы насосно-компрессорные и муфты к ним. Технические условия. – М.: Госстандарт СССР, 1980. – 59 с.

Поступила в редакцию
10.10.10