



eISSN 2311-2468
Том 2, № 23. 2014
Vol. 2, no. 23. 2014

электронное периодическое издание
для студентов и аспирантов

Огарёв-онлайн

Ogarev-online

<https://journal.mrsu.ru>



ПАНОВ А. В.
ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ
ТЕПЛООБМЕННИКА С АКТИВНОЙ ТРУБНОЙ ЧАСТЬЮ

Аннотация. В статье рассмотрена конструктивная схема теплообменника с активной трубной частью. Объяснен выбор данного технического решения и описан порядок работы оборудования.

Ключевые слова: гидроудар, змеевик, теплообменник с активной трубной частью.

PANOV A.V.
A RATIONALE OF THE HEAT EXCHANGER WITH AN ACTIVE TUBE PART

Abstract. The article considers a design of the heat exchanger with an active tube part. The author comments on the technical solution and describes how to use the equipment.

Keywords: hydraulic impact, coil-pipe, heat exchanger with active tube part.

Емкостные теплообменные аппараты нашли широкое применение в нефтяной и химической промышленности. Простота конструкции, надежность в эксплуатации, малая чувствительность к изменениям режима сделали эти аппараты весьма востребованными. Но наряду с этим они обладают недостатками: большие габариты, значительный расход металла на единицу передаваемого тепла, малая интенсивность теплообмена [1, с.53].

Выходом из сложившейся ситуации видится создание теплообменника с активной трубной частью. Источником энергии для создания режима работы теплообменника, при котором теплопередающая поверхность совершает возвратно-поступательное движение, может служить, как дополнительный электропривод малой мощности, так и сам теплоноситель, перемещающийся по трубам. Использование электропривода требует затрат электрической энергии, ввиду чего увеличиваются материальные затраты при эксплуатации аппарата. Дешевым и наиболее эффективным способом создания возвратно-поступательного движения теплопередающей поверхности является применение импульсного режима течения теплоносителя.

Выбор конструктивной схемы теплообменника с активной трубной частью определяется физическими процессами, происходящими в системе теплоснабжения. При гидроударе возникает резкое повышение давления, следовательно, в теплообменном аппарате должен присутствовать элемент, воспринимающий эти колебания, таковым элементом является упругая мембрана.

Технический результат использования новой конструкции теплообменника заключается в повышении коэффициента теплопередачи между греющей и нагреваемой

средой, снижении металлоемкости, реализации эффекта самоочищения теплопередающей поверхности.

На рисунке 1 показан общий вид теплообменника с активной трубной частью.

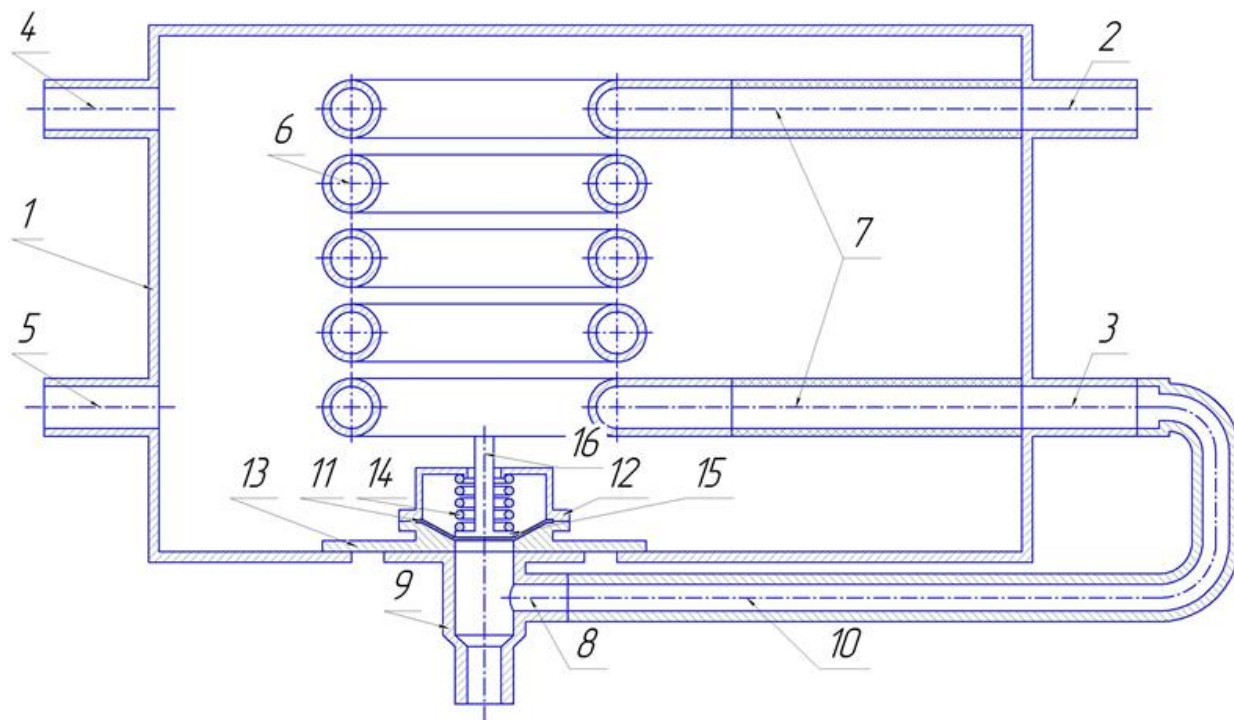


Рис. 1 Общий вид теплообменника с активной трубной частью.

Теплообменник содержит (рисунок 1) кожух (1) с подводящим (2) и отводящим (3) патрубками греющего контура и отводящим (4) и подводящим (5) патрубками нагреваемого контура. Внутри кожуха расположена трубчатая система, содержащая змеевик (6), концы которого посредством шлангов (7) соединены с подводящим (2) и отводящим (3) патрубками греющего контура. Змеевик (6) жестко соединен с гидромеханическим преобразователем, боковой отвод (8) которого жестко соединен с нижним фланцем (9) и с отводящим (3) патрубком греющего контура с помощью трубы или шланга (10). Гидромеханический преобразователь содержит мембрану (11), жестко зажатую между крышкой (12) и корпусом (13) и прижатую с помощью возвратной пружины (14) к диску (15), жестко соединенному со штоком (16).

Теплообменник работает следующим образом. Предполагается работа теплообменника в комплексе с импульсной системой теплоснабжения, благодаря которой создается импульсный режим течения в греющем контуре и пульсирующий режим в нагреваемом контуре [2, с. 91-95]. При этом происходит очищение теплопередающей поверхности и увеличение коэффициента теплопередачи. Ударный узел импульсной системы теплоснабжения генерирует гидравлический удар в греющем контуре [3]. В теплообменнике

поток теплоносителя выходит из отводящего патрубка (3) греющего контура, проходит через трубу или шланг (10), боковой отвод (8) и нижний фланец (9) гидромеханического преобразователя к ударному узлу. При закрытии клапана ударного узла возникает отраженная ударная волна, часть кинетической энергии которой преобразовывается в потенциальную энергию змеевика (6). Мембрана (11) прогибается, установленный на ней диск (15) перемещается вместе с жестко соединенным с ним штоком (16), на котором жестко установлен змеевик (6). Возвратная пружина 14 перемещает мембрану (11) со штоком (16) и змеевик (6) в первоначальное положение. За счет разности инерционных масс металла змеевика (6) и жидкости, как находящейся в нем, так и омывающей его, на границе раздела сред металл – отложения возникает сдвигающий момент, благодаря которому отложения отделяются от поверхности теплообмена.

Таким образом, использование побочных колебаний позволит применить совершенно иные подходы к конструкции аппарата, сделав из него не просто статический теплообменник, а сложную динамическую систему, способную полностью использовать всю энергию теплоносителя (тепловую и кинетическую).

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванец К. Я., Лейбо А. Н. Оборудование нефтеперерабатывающих заводов и его эксплуатация. – М.: Химия, 1966. – 344 с.
2. Левцев А. П. Импульсные системы теплоснабжения сельскохозяйственных объектов // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2010. – № 2. – С. 91-95.
3. Левцев А. П., Макеев А. Н., Кудашев С. Ф. Патент № 2484380, F24D3/02. Ударный узел; Заявл. 26.03.2012; Оpubл. 10.06.2013; Бюл. №4.

ЦЫЦАРЕВА Е. И.

**ОЦЕНКА ПОТЕНЦИАЛА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ
КОТЛОАГРЕГАТОВ НА ПРИМЕРЕ ЗАО «МОРДОВСКИЙ БЕКОН»**

Аннотация. В статье приведены результаты приборных измерений параметров котлов ЗАО «Мордовский бекон». Выполнен анализ их работы, определены составляющие теплового баланса, проведена оценка потенциала энергосбережения как в натуральном выражении, так и в финансовом.

Ключевые слова: энергетическое обследование, котлоагрегат, баланс затрат, тепловой баланс, потенциал энергосбережения, потери с уходящими газами.

TSYTSAREVA E. I.

**AN ENERGY SAVING ASSESSMENT OF BOILER FLUE GAS HEAT:
A STUDY OF JSC "MORDOVSKY BACON"**

Abstract. The article considers the results of an instrumental measurement of boilers at JSC "Mordovsky bacon". The author analyses their work, identifies their heat balance components, and presents an assessment of their energy saving potential both in physical and monetary terms.

Keywords: energy inspection, boiler, balance cost, heat balance, energy saving potential, flue gas losses.

В 2012 году между Учебно-научным центром «Мордовский центр энергосбережения» (УНЦ МЦЭ) и ЗАО «Мордовский бекон» был заключен договор на проведение энергетического обследования энергохозяйства ЗАО «Мордовский бекон». В процессе выполнения энергетического обследования предприятия были установлены объемы потребления энергетических ресурсов предприятием, в том числе природного газа (таблица 1).

Таблица 1

Объемы потребления природного газа

Наименование	Единица измерения	Анализируемый период				
		2008 г.	2009 г.	2010 г.	2011 г.	2012 г.
Потребление природного газа	тыс. м ³	4417	4333	4716	4257	5180,666
Затраты с НДС	тыс.руб.	7337,85	8788,29	11592,98	13985,01	21360,13

Баланс затрат предприятием финансовых средств на энергоносители и воду на период обследования выглядит следующим образом (рисунок 1).

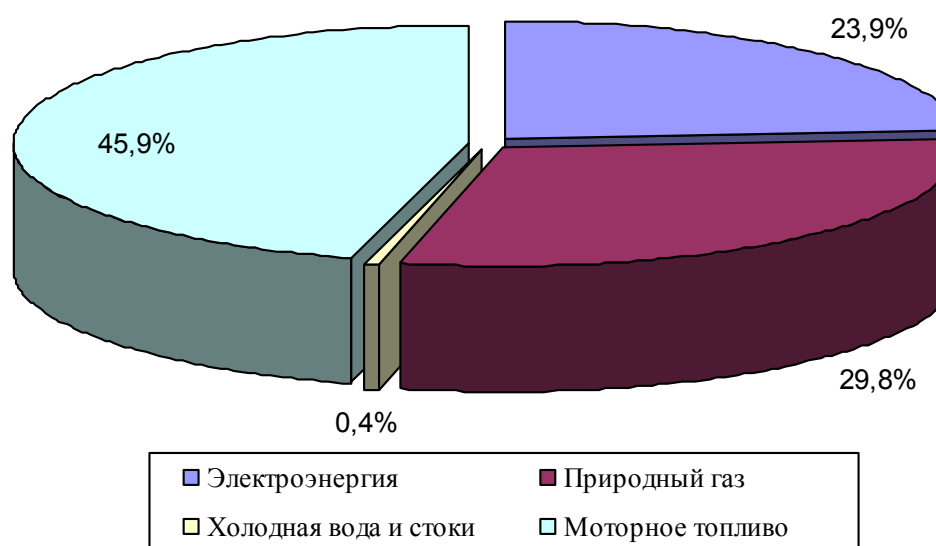


Рис. 1. Баланс затрат финансовых средств на энергоносители и воду.

Как видно из баланса потребления, 45,9% нагрузки приходится на моторное топливо, но при анализе затрат большинство единиц автомобильного и тракторного парка имеют фактический расход топлива на уровне с нормативным потреблением или даже ниже паспортного значения. Поэтому потенциал энергосбережения по этому виду энергоресурса практически составляет 0%.

Вторым основным структурным элементом баланса является тепловая энергия и составляет 29,8% от общих затрат. Распределение по направлениям использования тепловой энергии на предприятии приведено на рисунке 2.

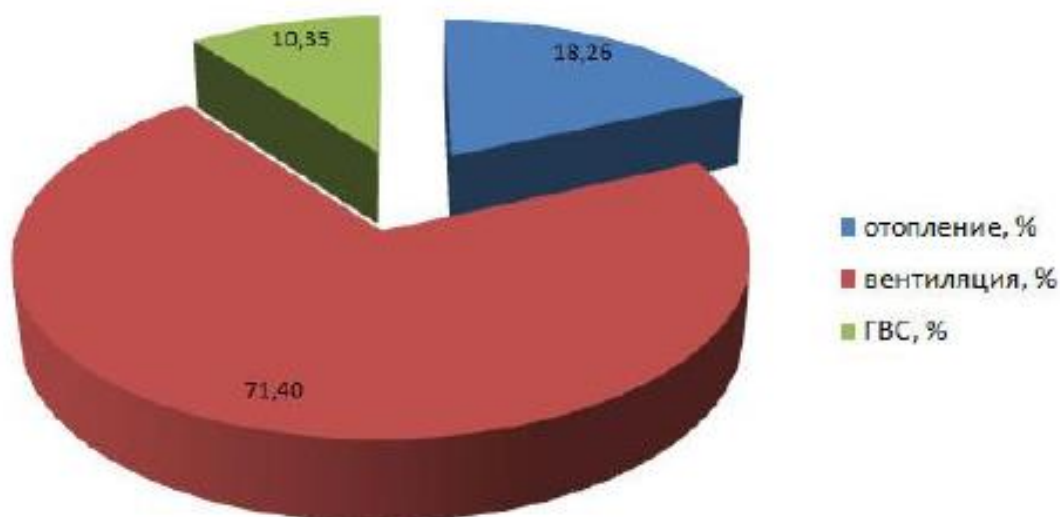


Рис. 2. Распределение потребления тепловой энергии по направлениям использования/

Как видно из рисунка 2, значительная часть расхода тепловой энергии идет на покрытие нагрузки с вентиляцией – 71,4%. Добиться существенного снижения возможно за счет утилизации теплоты вентиляционных выбросов.

Теплоснабжение зданий предприятия ЗАО «Мордовский бекон» осуществляется от собственных котельных, встроенных в здания. Котлы, используемые на предприятии, представлены в таблице 2.

Таблица 2

Местонахождение, марка и установленная мощность котлоагрегатов

Место-нахождение	Марка	Кол-во	Установленная мощность Тепловая, кВт	Потребление природного газа, тыс. м ³
Кочелаево	Ferrolі Prextherm 600	1	600	31
	Ferrolі Prextherm 469	1	469	24
	Ferrolі Prextherm 190	1	190	10
	Теплогенератор Ermaf GP 70	8	70	29
Тургенево	Ferrolі Prextherm 600	1	600	92
	Ferrolі Prextherm 469	1	469	72
	Ferrolі Prextherm 190	1	190	29
	Теплогенераторы Ermaf GP 70	8	70	85
Вярвель	Ferrolі Prextherm 190	2	190	11
	Теплогенераторы Ermaf GP 70	36	70	72
Безводное	Ferrolі Prextherm 190	2	190	24
	Теплогенераторы Ermaf GP 70	30	70	134
Каз.Майдан	Теплогенераторы Ermaf GP 40	4	40	33
	Ferrolі Pegasus 56	1	56	12
Вечерлей	KCM - 100	10	100	610
	Теплогенераторы Ermaf GP 70	12	70	512
Апраксино	Теплогенераторы ТГ - 1,5	16	175	517
	KCM - 100	4	100	74
	ДКВР 6.5-13 ГМ	1	5000	923
	Е 1,0 – 0,9 ГМ	3	770	426
	Ferrolі Pegasus 107	2	107	39
	Ferrolі Pegasus 56	2	56	21
Лада	Теплогенератор Thermobile AGA 75E	32	75	378
	Хопер 63А	2	63,2	20
	Ferrolі Pegasus 56	2	56	18

Продолжение таблицы 2

Каменки	КСМ - 100	2	100	33
	Теплогенератор ТГ-1,5	2	175	58
Дюрки	Хопер 63А	1	63,2	50
	Ferrolі Pegasus 107	1	107	84
	Ferrolі Pegasus 56	1	56	44
	Protherm 130 KLO	1	130	102
Алово	Теплогенератор ТГ-1,5	6	175	179
	КСМ - 100	9	100	153
	Ferrolі Pegasus 107	1	107	18
РТП	Теплогенератор ТГ-1,5	2	175	140
	КОВ - 31,5 СТ	2	31,5	25
	КОВ - 50 СТ	1	50	20
	УГОП 16	2	16	13
	КСМ - 100	1	100	40
	Mora Elite 65 HE	1	64	26

Из таблицы 2 видно, что основная нагрузка приходится на водогрейные котлы и теплогенераторы ТГ-1,5 у которых происходит отвод дымовых газов в окружающую среду. Но при этом около 42,39% нагрузки обеспечивают высокоэффективные теплогенераторы Ermaf GP-70 и Thermobile AGA 75E, у которых дымовые газы сбрасываются в помещения откорма животных, тем самым осуществляется полная утилизация теплоты уходящих газов. Так как в помещениях откорма требуется высокая кратность воздуха, что видно по нагрузке на вентиляцию (рис. 2), то не превышаются предельно-допустимые концентрации отравляющих веществ, содержащихся в уходящих газах (СО, SO₂ и др.).

Для выявления потенциала энергосбережения при производстве теплоты для каждого котла был составлен тепловой баланс, с использованием газоанализатора Testo 340. Выборочно для всех марок котлов, установленных в определенном месте, приведем результаты в таблицу 3. Так как обмуровка ни на одном из котлов не была нарушена, то потенциал энергосбережения с наружным охлаждением q_5 отсутствует. При этом, как видно из результатов измерений (таблица 3), потери с химической неполнотой сгорания q_3 также отсутствуют (СО = 0 ppm). Соответственно учитываем только потери с уходящими газами q_2 .

Таблица 3

Результаты измерений газоанализатором уходящих газов котельных агрегатов

Место-нахождение	Марка котла	Дата / время	T _г , °C	CO ₂ , %	q ₂ , %	α	O ₂ , %	CO, ppm	T _в , °C
Кочелаево	Ferroli Prextherm 600	11.12.2012 12:43:28	151,3	3,07	15,50	3,24	15,08	0	12
	Ferroli Prextherm 469	11.12.2012 12:56:36	142,6	6,58	7,8	1,74	9,39	0	24,4
	Ferroli Prextherm 190	11.12.2012 12:55:11	120,0	5,94	6,8	1,92	10,52	0	25,0
Тургенево	Ferroli Prextherm 600	13.12.2012 13:50:40	128,6	2,29	17,5	4,71	16,87	0	25,1
	Ferroli Prextherm 469	13.12.2012 13:40:35	107,3	6,45	5,70	1,77	9,61	0	21,5
	Ferroli Prextherm 190	13.12.2012 14:15:48	162,4	6,05	9,3	1,88	10,28	0	31,1
Вярвель	Ferroli Prextherm 190	11.12.2012 14:57:49	164,1	9,58	6,9	1,22	4,08	0	21,4
Безводное	Ferroli Prextherm 190	13.12.2012 16:11:50	157,4	7,01	8,10	1,64	8,62	0	26,9
Каз.Майдан	Ferroli Pegasus 56	11.12.2012 14:16:30	74,2	2,11	9,60	5,24	17,27	0	22,8
Вечерлей	KCM - 100	18.12.2012 13:59:30	257,1	6,30	16,90	1,81	9,87	0	10,3
Апраксино	ТГ - 1,5	20.12.2012 14:40:52	159,0	6,36	10,6	1,80	9,77	0	0
	KCM - 100	20.12.2012 13:44:36	386,1	8,56	20,2	1,36	5,90	0	2,2
	ДКВР 6,5-13 ГМ	20.12.2012 11:57:05	111,0	1,94	18,4	5,37	17,42	0	15,9
	Ferroli Pegasus 107	20.12.2012 14:12:23	90,1	8,70	4,40	1,34	5,65	0	4,6
	Ferroli Pegasus 56	20.12.2012 14:16:42	103,7	4,75	8,6	2,38	12,62	0	5,4
Лада	Хопер 63А	21.12.2012 12:04:15	143,1	4,55	11,70	2,48	12,96	0	14,9
	Ferroli Pegasus 56	21.12.2012 12:09:37	152,3	5,70	10,2	2,00	10,94	0	15,3
Каменки	KCM - 100	21.12.2012 15:06:47	362,9	7,81	20,00	1,48	7,22	0	11,0
	ТГ-1,5	21.12.2012 15:12:08	361,1	8,41	18,6	1,38	6,12	0	13,2
Дюрки	Хопер 63А	14.12.2012 15:27:27	260,1	6,08	16,9	1,88	10,26	0	20,1
	Ferroli Pegasus 107	14.12.2012 15:22:16	155,5	7,92	7,5	1,40	6,57	0	19,1
	Ferroli Pegasus 56	14.12.2012 15:15:31	130,1	1,86	23,40	5,90	17,70	0	18,1
	Protherm 130 KLO	14.12.2012 15:36:57	149,5	8,01	7,1	1,41	6,63	0	20,7

Продолжение таблицы 3

Алово	ТГ-1,5	15.12.2012 15:11:52	261,6	10,25	11,50	1,15	2,89	0	8,4
	КСМ - 100	15.12.2012 15:32:21	247,7	9,40	11,70	1,24	4,37	0	7,8
	Ferrolі Pegasus 107	15.12.2012 15:04:47	114,0	8,45	5,60	1,37	6,08	0	8,0
РТП	ТГ-1,5	22.12.2012 12:04:24	203,0	5,07	15,4	2,21	11,99	0	16,1
	КОВ - 31,5 СТ	22.12.2012 12:26:40	53,2	2,18	7,7	5,08	17,15	0	10,3
	КОВ - 50 СТ	22.12.2012 12:36:40	148,4	6,29	9,3	1,82	9,90	0	11,9
	УГОП 16	22.12.2012 12:33:37	66,2	2,38	9,1	4,67	16,80	0	11,3
	КСМ - 100	22.12.2012 13:01:05	56,2	2,41	7,4	4,61	16,75	0	11,2

Потенциал Π энергосбережения при выполнении мероприятий по утилизации уходящих газов будет определяться по следующей зависимости:

$$\Pi = \sum_{i=1}^n G_{газа\ i} \cdot \frac{q_{2i}}{100}, \text{ тыс. м}^3$$

где $G_{газа\ i}$ – расход природного газа i -м котлом, тыс. м^3 ;

q_{2i} – потери теплоты с уходящими газами i -м котлом.

Экономия $\mathcal{E}$ финансовых средств при утилизации дымовых газов составит:

$$\mathcal{E} = \Pi \cdot C_{газа}, \text{ тыс. руб}$$

где $C_{газа}$ – стоимость природного газа равная 4,123, $\text{руб}/\text{м}^3$.

Результаты расчета по выше предложенной методике приведены в таблице 4.

Таблица 4

Результаты оценки потенциала энергосбережения

Место нахождение	Марка котла	q_2 , %	Потребление природного газа, тыс. м^3	Потенциал энерго- сбережения, тыс. м^3	Экономия финансовых средств, тыс. руб.
Кочелаево	Ferrolі Prextherm 600	15,50	31	4,805	19,811015
	Ferrolі Prextherm 469	7,8	24	1,872	7,718256
	Ferrolі Prextherm 190	6,8	10	0,68	2,80364
Тургенево	Ferrolі Prextherm 600	17,5	92	16,1	66,3803
	Ferrolі Prextherm 469	5,70	72	4,104	16,920792
	Ferrolі Prextherm 190	9,3	29	2,697	11,119731
Вярвель	Ferrolі Prextherm 190	6,9	11	0,759	3,129357

Продолжение таблицы 4

Безводное	Ferroli Prextherm 190	8,10	24	1,944	8,015112
Каз.Майдан	Ferroli Pegasus 56	9,60	12	1,152	4,749696
Вечерлей	KCM - 100	16,90	610	103,09	425,04007
Апраксино	ТГ - 1,5	10,6	517	54,802	225,948646
	KCM - 100	20,2	74	14,948	61,630604
	ДКВР 6,5-13 ГМ	18,4	923	169,832	700,217336
	Ferroli Pegasus 107	4,40	39	1,716	7,075068
	Ferroli Pegasus 56	8,6	21	1,806	7,446138
Лада	Хопер 63А	11,70	20	2,34	9,64782
	Ferroli Pegasus 56	10,2	18	1,836	7,569828
Каменки	KCM - 100	20,00	33	6,6	27,2118
	ТГ-1,5	18,6	58	10,788	44,478924
Дюрки	Хопер 63А	16,9	50	8,45	34,83935
	Ferroli Pegasus 107	7,5	84	6,3	25,9749
	Ferroli Pegasus 56	23,40	44	10,296	42,450408
	Protherm 130 KLO	7,1	102	7,242	29,858766
Алово	ТГ-1,5	11,50	179	20,585	84,871955
	KCM - 100	11,70	153	17,901	73,805823
	Ferroli Pegasus 107	5,60	18	1,008	4,155984
РТП	ТГ-1,5	15,4	140	21,56	88,89188
	КОВ - 31,5 СТ	7,7	25	1,925	7,936775
	КОВ - 50 СТ	9,3	20	1,86	7,66878
	УГОП 16	9,1	13	1,183	4,877509
	KCM - 100	7,4	40	2,96	12,20408
Всего			3486	503,141	2074,45

Из таблицы 4 следует, что потенциал энергосбережения теплоты уходящих газов равен 503,141 тыс. м³ природного газа, что составляет 9,71% от общего потребления. При этом экономия финансовых средств составит 2074,45 тыс. руб.

Проведенное исследование показывает, что даже на относительно новых котлах имеется возможность существенной экономии энергетических ресурсов. Основными направлениями по снижению потерь с уходящими газами, наряду с утилизацией теплоты, является разработка систем мониторинга работы котлоагрегата [1]. Поэтому разработка высокоэффективных систем утилизации теплоты уходящих газов и мониторинг работы котлоагрегатов на сегодняшний день не перестает быть актуальной даже с внедрением современных котлоагрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лысяков А. И., Артемов И. Н., Ениватов А. В., Зинкин Д. А., Цыцарева Е. И. Анализ отклонений основных параметров работы котлоагрегатов в период эксплуатации // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. / редкол.: А.В. Котин [и др.]. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2013. – С. 215-221.

АЛЫШЕВ С. В., КОНДРАТЬЕВА Г. А.

МОДЕЛИРОВАНИЕ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА КОТЕЛЬНЫХ

Аннотация. В данной статье рассмотрено применение метода наименьших квадратов для получения зависимости экспериментальных данных: отпуск тепла в сеть и удельный расход топлива на 1Гкал от температуры наружного воздуха. Получено уравнение регрессии. Проведено сравнение расчетных значений удельного расхода топлива с фактическими.

Ключевые слова: уравнение регрессии, математическая модель, удельный расход топлива, температура наружного воздуха, отпуск тепла в сеть.

ALYSHEV S. V., KONDRATYEVA G. A.

MODELING OF BOILER SPECIFIC FUEL CONSUMPTION

Abstract. The article considers the least-square method to calculate the experimental data relation: the network heat supply and the specific fuel consumption on 1Gkal dependence on the outdoor temperature. In this connection a regression equation is developed. The authors present a comparative study of the calculated and actual values of the specific fuel consumption in question.

Keywords: regression equation, mathematical model, specific fuel consumption, outdoor temperature, network heat supply.

Температура наружного воздуха является одним из показателей регулирования отпуска тепла потребителям. Чем она ниже, тем выше расход топлива. С другой стороны, расход топлива определяется нагрузкой котлоагрегата, которая напрямую зависит от отпуска.

Проанализируем влияние средней температуры наружного воздуха на отпуск тепла в сеть и удельный расход топлива. Для этого обработаем данные по этим параметрам за 4 года. Для оценки параметров уравнения множественной регрессии используем метод наименьших квадратов [1].

Известны следующие факты, влияющие на норматив удельного расхода топлива котельной Центральной [2], результаты наблюдений приведены в таблице 1.

Таблица 1

Опытные данные

№ опыта, год	Отпуск тепла в сеть, Гкал	Среднесуточная температура наружного воздуха, °С	Удельный расход усл. топлива (факт), кг/Гкал
	X1	X2	Y _i
2011	155333	-3,3	Y ₁ = 168,7
2013	102891	-3,5	Y ₂ = 167,0
2014	86854	-1,7	Y ₃ = 165,7
2008	200917	-0,9	Y ₄ = 169,7

Обработка представленных данных позволила получить следующее регрессионное уравнение:

$$Y^{\text{рег}}_i = 162,0 + 0,0367 \cdot X_1 - 0,33 \cdot X_2$$

Результаты расчетов по полученному регрессионному уравнению сведем в таблицу 2.

Таблица 2

Результаты расчетов

№ опыта, год	Удельный расход усл. топлива (факт), кг/Гкал	Удельный расход усл. топлива (расч.), кг/Гкал
	Y _i	Y _i ^{рег}
2011	Y ₁ = 168,7	Y ₁ ^{рег} = 168,78
2013	Y ₂ = 167,0	Y ₂ ^{рег} = 166,92
2014	Y ₃ = 165,7	Y ₃ ^{рег} = 165,74
2008	Y ₄ = 169,7	Y ₄ ^{рег} = 169,67

Результаты расчетов по полученному регрессионному уравнению хорошо согласуется с реальными данными по расходу условного топлива.

Оценку значимости уравнения множественной регрессии осуществим путем проверки гипотезы о равенстве нулю коэффициента детерминации рассчитанного по данным генеральной совокупности: R².

Используем F-критерий Фишера:

$$R^2 = 1 - \frac{S^2 e}{\sum (y_i - \bar{y})^2} = 1.$$

Проверим гипотезу F-распределения Фишера. Если $F < F_{кр} = F_{\alpha; n-m-1}$, то нет оснований для отклонения гипотезы H_0 .

$$F = \frac{R^2}{1-R^2} \cdot \frac{n-m-1}{m^2} = 312.$$

Табличное значение при степенях свободы $k_1 = 2$ и $k_2 = n-m-1 = 1$, $F_{кр}(2;1) = 200$.

Поскольку фактическое значение $F > F_{кр}$, то коэффициент детерминации статистически значим и уравнение регрессии статистически надежно.

Проверим значимость полученных коэффициентов корреляции с помощью t-критерия Стьюдента. Рассчитаем наблюдаемые значения t-статистики для r_{yx1} по формуле:

$$t_{набл} = r_{yx1} \cdot \frac{\sqrt{n-m-1}}{\sqrt{1-r_{yx1}^2}} = 6,46;$$

где $m = 1$ – количество факторов в уравнении регрессии.

$$T_{табл} \quad t_{крит}(n-m-1; \alpha/2) = (2; 0.025) = 4,303$$

$t_{набл} > t_{крит}$ – коэффициент корреляции статистически значим.

Рассчитаем наблюдаемые значения t-статистики для r_{yx2} по формуле:

$$t_{набл} = r_{yx2} \cdot \frac{\sqrt{n-m-1}}{\sqrt{1-r_{yx2}^2}} = 0,31$$

$t_{набл} < t_{крит}$ – коэффициент корреляции статистически незначим.

Таким образом, связь между (y и x_{x1}) является существенной.

Наибольшее влияние на результативный признак оказывает фактор x_1 ($r = -0.98$), поэтому при построении модели он войдет в регрессионное уравнение первым.

Результаты расчетов показывают, что между температурой наружного воздуха и количеством отпущенной теплоты наблюдается хорошая корреляция. Это указывает на достаточно корректную регулировку по температуре.

Вместе с тем наблюдается достаточно слабая связь между температурой наружного воздуха и удельным расходом топлива, которая показывает, что с понижением температуры

окружающей среды растет удельный расход топлива. По мнению авторов, это отражает тепловые потери при производстве тепла.

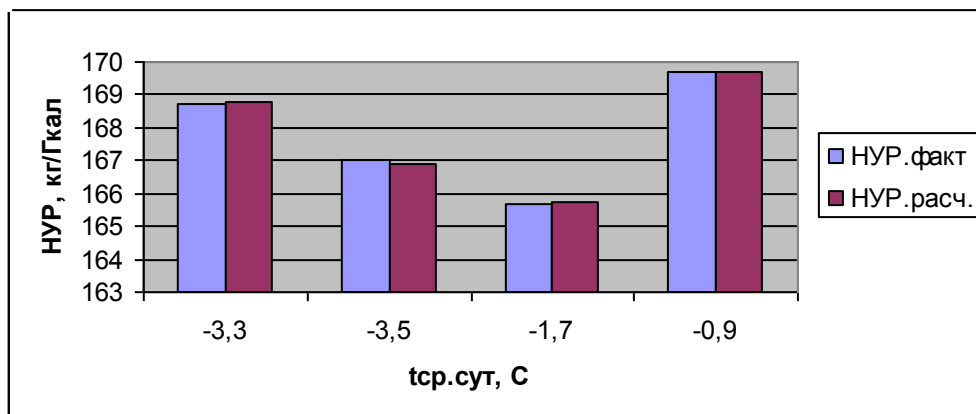


Рис.1 Зависимость норматива удельного расхода топлива от среднесуточной температуры наружного воздуха.

Анализируя примеры расчетов, видно, что прогноз, полученный по данной модели, будет достаточно высокой точности, то есть абсолютная погрешность не превышает величину в 3,5%, что говорит о ее высоком качестве. Предлагается дополнительно установить автоматический датчик погодного регулирования с выводом на общую систему контроля и управления процессами котельной. Это повлияет на количество отпущенного тепла в сеть, а также приведет к снижению удельного расхода топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Львовский Е. Н. Статические методы построения эмпирических формул: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 239 с.
2. Инструкция по организации в Минэнерго России работы по расчету и обоснованию нормативов удельного расхода топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергию от тепловых электрических станции и котельных: Приказ Минэнерго России № 323 от 30 декабря 2008 г.

КОВАЛЕВ Р. А., ГУБАНОВ Н. И., НАРВАТОВ Я. А., МАКЕЕВ А. Н.
К ВОПРОСУ ОРГАНИЗАЦИИ СМЕШЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ В
СИСТЕМЕ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ

Аннотация. Представлен краткий анализ эффективности современных устройств для смешивания теплоносителей, обозначены их достоинства и недостатки. Указаны возможные причины снижения эффективности работы смесительных устройств. Предложена схема смесительной установки, которая позволит сократить эксплуатационные энергозатраты при смешивании теплоносителей.

Ключевые слова: тепловая сеть, система теплоснабжения, тепловой пункт, станция смешения, ударный узел, импульсная подача теплоносителя.

KOVALEV R. A., GUBANOV N. I., NARVATOV Y. A., MAKEEV A. N.
ON MIXING COOLANTS IN THERMAL NETWORK

Abstract. The article presents a brief analysis of the effectiveness of modern devices for mixing coolants as well as their advantages and disadvantages. The authors point out some possible causes of the mixing device efficiency reducing. The study presents a mixing station that will reduce the operating power consumption when mixing coolants.

Keywords: thermal network, heat consumption system, heat point, mixing station, impact unit, pulsing coolant.

На сегодняшний день в системах теплоснабжения применяется большое число схемных решений и специальных устройств по организации смешивания теплоносителей для различных целей. Данный процесс осуществляется в тепловых пунктах систем теплоснабжения при помощи элеваторов, корректирующих и смесительных насосов, различных регуляторов и прочих устройств, а также на станциях смешения при групповом приготовлении горячей воды, основу которых составляют коллекторы и насосы [1].

Во всех указанных случаях на процесс смешения расходуется значительная часть энергии, а сами смесительные устройства характеризуются относительно низкой надежностью работы, обусловленной химическим качеством используемой и приготавливаемой воды, а также традиционной подачей теплоносителя в теплоиспользующих устройствах, которая осуществляется с относительно постоянной скоростью истечения при низкой степени турбулизации потока. Данные обстоятельства способствуют зашламлению теплопередающих поверхностей и рабочих органов смесительных устройств, что, в итоге, приводит к необходимости их периодической чистки и замене [2].

Результаты анализа традиционных смесительных устройств приведены в таблице 1.

Таблица 1

Сравнительный анализ смесительных устройств

Показатель	Смесительный насос	Элеватор	Элеватор с регулируемым соплом
Автономность	нет	да	нет
Возможность изменения качества смешения	да	нет	да
КПД, %	45	15	30
Срок службы, лет	до 5	10-15	2-3
Монтаж, относительный	70%	80%	100%
Δp , Па	переменный	постоянный	регулируемый 6-10

Исходя из данных, приведенных в таблице 1, можно сделать вывод о том, что срок службы нерегулируемого водоструйного элеватора самый большой, он может работать автономно, но характеризуется таким недостатком, как необходимость значительного перепада давления. Элеватор с регулируемым соплом имеет более сложную схему монтажа и весьма недолгий срок службы – игла, регулирующая диаметр отверстия сопла, по мере эксплуатации теряет способность к адекватному регулированию.

Смесительный насос по отношению к элеваторным узлам имеет более высокий КПД, нулевой (в некоторых случаях отрицательный) рабочий перепад давления и более простой монтаж.

Одним из путей снижения энергозатрат в смесительных установках является переход на импульсный режим подачи теплоносителя. При этом, обеспечиваются принудительная турбулизация потока, эффект самоочищения теплопередающих поверхностей оборудования; процесс теплопередачи интенсифицируется, а импульс количества движения теплоносителя может быть использован к смешиванию теплоносителей [3]. В связи с этим схема смешения горячей воды с импульсной циркуляцией приобретает актуальность и практическую значимость [4].

Принципиальная схема станции смешения с импульсной подачей теплоносителя приведена на рисунке 1. Схема включает: теплообменники 1 и 2; ударный узел (преобразователь потока) 3; обратные клапаны 4 и 9; гидроаккумулятор 5; регулируемые вентили 6 и 10; смесительный коллектор 7; регулируемая задвижка 8.

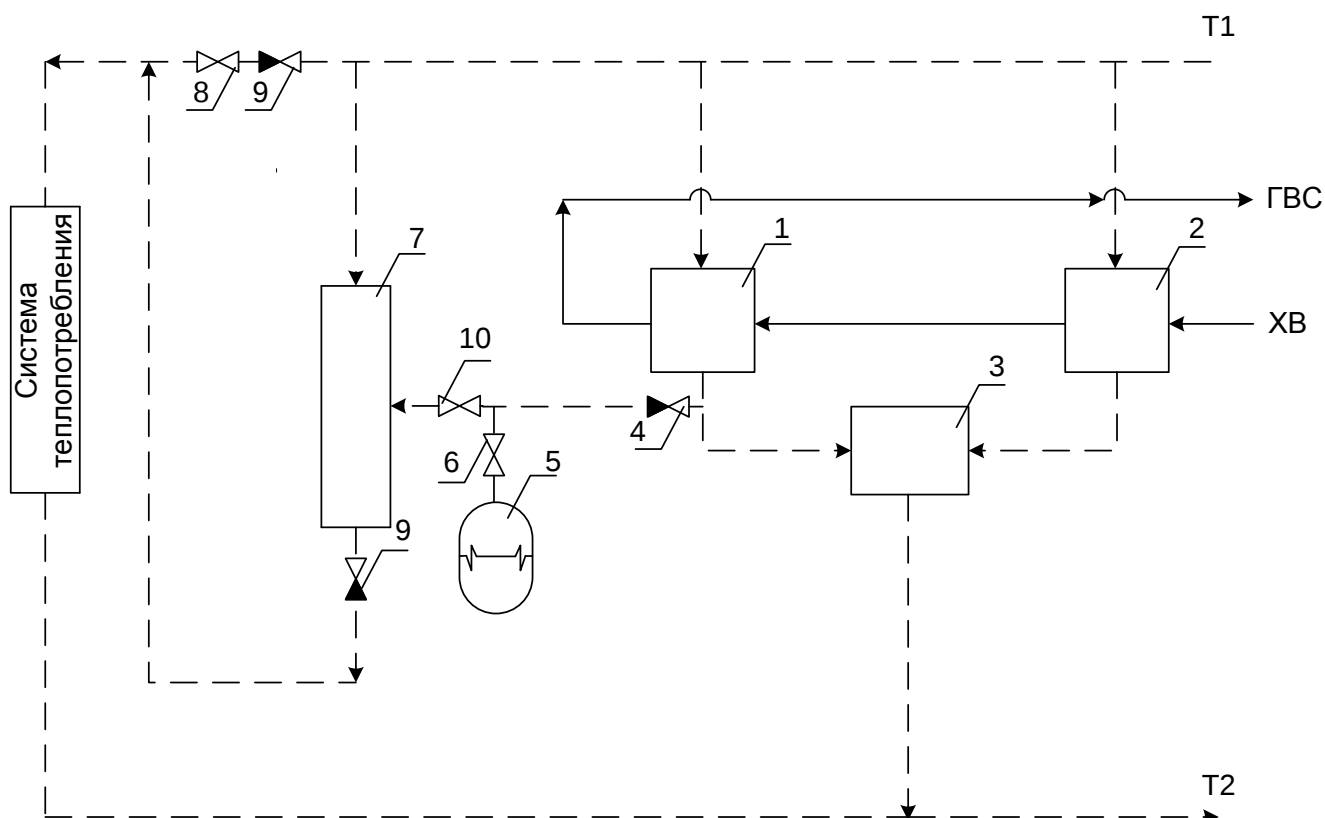


Рис. 1. Схема станции смешения горячей воды с импульсной циркуляцией.

Схема работает следующим образом. Высокотемпературный теплоноситель поступает из сети по трубопроводу T1 в теплообменники 1 и 2, на выходе из которых он поступает в ударный узел 3[5]. После чего теплоноситель поступает в обратную линию тепловой сети T2. Конструкция ударного узла 3 позволяет генерировать импульсы количества движения теплоносителя в каждом его входе. Это позволяет интенсифицировать процесс теплопередачи в контуре ГВС. Далее в момент импульса движения некоторое количество теплоносителя на выходе из теплообменника 1 под воздействием величины избыточного давления поступает через обратный клапан 4, регулируемый вентиль 6 и гидроаккумулятор 5 в смесительный коллектор 7. Задвижка 8 позволяет регулировать коэффициент смешения воды, поступающей в систему отопления здания. Обратный клапан 9 способствует току горячего теплоносителя в направлении системы теплоснабжения и препятствует ее опорожнению в случае остановки сетевого насоса (на рисунке 1 не указан). Вентиль 10 используется для регулирования импульсного смешения в смесительном коллекторе 7. Открывая или закрывая его проходное сечение обеспечивается регулирование величины впрыска (смешения, распыла) холодного теплоносителя на выходе из теплообменников 1 и 2 в смесительный коллектор 7.

В результате использования данной схемы процесс теплопередачи в теплообменниках интенсифицируется, реализуется эффект самоочищения теплопередающих поверхностей, а смешивание в коллекторе происходит при высокой степени турбулизации потока. Применение импульса количества движения теплоносителя к организации впрыска в коллектор под избыточным давлением позволяет отказаться от необходимости использования насоса. С учетом обозначенных обстоятельств можно утверждать, что импульсное смешивание теплоносителей – один из возможных залогов рационального использования ТЭР и снижения затрат в теплоэнергетике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок [Текст]: утв. Приказом Минэнерго Рос. Федерации от 24 марта 2003 г. N 115: ввод в действие с 01.10.03.
2. Макеев А. Н., Левцев А. П. Импульсные системы теплоснабжения общественных зданий // Региональная архитектура и строительство. – 2010. – №2. – С. 45–51.
3. Галицейский Б. М., Рыжов Ю. А., Якуш Е. В. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. – М.: Машиностроение, 1977. – 256 с.
4. Пат. РФ № 2423650, МПК F24D 3/00. Способ теплоснабжения / А. Н. Макеев, А. П. Левцев. – № 2010112729/03; заявлено 01.04.2010; опубл. 10.07.2011, Бюл. № 19.
5. Пат. РФ № 2484380, МПК F24D 3/02. Ударный узел / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев; заявитель и патентообладатель – федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва». – № 2012111639/12; заявлено 26.03.2012; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 16.

ЛАРИН А. Э.

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЕ ДЕМПФИРУЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО В ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Аннотация. В статье рассматривается принципиальная схема электромеханического демпфирующего устройства. Выведено уравнение для расчета коэффициента полезного действия этого устройства, графически отображены результаты проведенных экспериментов.

Ключевые слова: импульсная система теплоснабжения, гидравлический удар, демпфирование, гидравлический аккумулятор, гидравлический цилиндр.

LARIN A. E.

ELECTROMECHANICAL DAMPING DEVICE IN PULSE HEATING SYSTEM

Abstract. The article considers the circuit diagram of an electromechanical damping device. The author develops an equation for calculating the device efficiency. Graphical displays of the experimental study results are also presented.

Keywords: pulse heating system, hydraulic shock, damping, hydraulic accumulator, hydraulic cylinder.

Любая система теплоснабжения являет собой сложную гидродинамическую среду, в которой непрерывно с различной интенсивностью происходят колебания таких параметров, как расход, температура и давление. Наиболее чувствительным для системы теплоснабжения является изменение скорости движения теплоносителя, поскольку ввиду незначительной сжимаемости жидкости возможны гидравлические удары.

Термином «гидравлический удар» обычно определяют изменение давления в напорных трубопроводах в результате изменения во времени средней скорости движения жидкости в каком-либо поперечном сечении потока. При этом проявляются как инерционные, так и упругие свойства жидкости и трубопровода [1]. В тех случаях, когда явление удара не используется, а его действие вредно отражается на нормальной работе трубопровода или на его прочности, система должна быть оборудована устройствами, которые не позволили бы осуществить мгновенное уменьшение скорости (запорные устройства вентильного типа), или должны быть установлены приспособления, которые ограничивали бы распространение удара [2].

В системах теплоснабжения со стационарным движением теплоносителя данная проблема решается с помощью расширительных баков, которые сглаживают колебания давления в системе за счет преобразования кинетической энергии теплоносителя во внутреннюю энергию сжатого газа. Данный процесс можно считать адиабатным, принимая во внимание быстротечность протекания гидравлического удара.

Пренебрегая потерями тепла из расширительного бака в окружающую среду, запишем закон сохранения энергии для рассматриваемого процесса:

$$E_{кин} = \Delta U = \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\kappa - 1} \quad (1)$$

где ΔU – изменение внутренней энергии, m – масса газа в расширительном баке, R – универсальная газовая постоянная, κ – показатель адиабаты, ΔT – разность между начальной и конечной температурой газа при адиабатическом сжатии.

Для стационарных систем теплоснабжения подобный относительно редкий переход энергии потока в тепловую энергию не является существенным фактором, однако, в импульсной системе теплоснабжения, где гидравлический удар происходит с регулярным временным интервалом, он может значительно сказаться на энергоэффективности работы всей системы. Очевидно, что каким бы кратковременным не был единичный гидравлический удар, регулярный тепловой процесс сжатия и расширения, происходящий в газовой части гидроаккумулятора уже нельзя рассматривать как адиабатный. Температура стенок расширительного бака будет расти и рост этот, как и потери тепловой энергии в окружающую среду, будет напрямую зависеть от интенсивности и силы гидравлических ударов, происходящих в импульсной системе теплоснабжения.

Одним из способов снижения потери энергии при демпфировании колебаний давления является применение электромеханических демпфирующих устройств. Суть подобных устройств заключена в том, что процесс демпфирования колебаний происходит не только за счет процессов сжатия и расширения газа в гидравлическом аккумуляторе, но и за счет отвода части механической энергии и последующего преобразования ее в электрическую энергию. Полученную энергию при желании можно расходовать на различные нужды, например, питание теплосчетчиков, освещение участков системы теплоснабжения там, где в этом бывает кратковременная необходимость и т.д. Принципиальная схема электромеханического демпфирующего устройства представлена на рисунке 1.

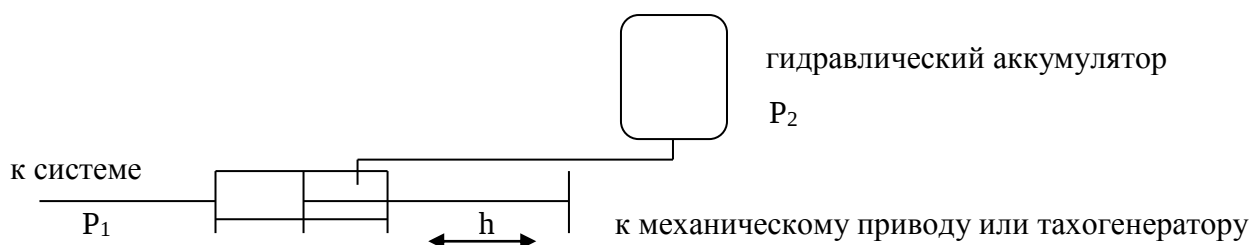


Рис. 1. Принципиальная схема электромеханического демпфирующего устройства.

Запишем закон сохранения энергии для ненагруженного электромеханического демпфирующего устройства:

$$\Delta E_{\text{кин}} = A_{\text{мех}} + \Delta U = F_{\text{тр}} \cdot h + \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\gamma - 1} \quad (2)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения поршня о стенки гидроцилиндра, h – ход поршня.

В импульсной системе теплоснабжения передача части кинетической энергии электромеханическому демпфирующему устройству идет за счет избыточного давления, возникающего в результате гидравлического удара, поэтому можно записать:

$$\partial E_{\text{кин}} = F \cdot \partial h = P_{\text{изб}} \cdot S \cdot \partial h = P_{\text{изб}} \cdot \partial V \quad (3)$$

где F – сила, с которой система давит на поршень гидроцилиндра в момент гидравлического удара, $P_{\text{изб}}$ – перепад давления, возникающий в результате гидроудара на входе в электромеханическое демпфирующее устройство, S – площадь поршня, ∂h – приращение хода поршня, ∂V – дифференциал объема.

$$P_{\text{изб.}} = P_1 - P_2 \quad (3.1)$$

Таким образом, приращение кинетической энергии прямо пропорционально приращению объема. Интегрируя уравнение относительно объемного дифференциала, получим:

$$\Delta E_{\text{кин}} = P_{\text{изб.}} \cdot \Delta V = P_{\text{изб}} \cdot h \cdot S \quad (3.2)$$

Сведем полученные соотношения в единое уравнение для полезной работы за один ход поршня в электромеханическом демпфирующем устройстве:

$$A_{\text{пол}} = h \cdot (P_{\text{изб}} \cdot S - F_{\text{тр}}) - \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\gamma - 1} \quad (4)$$

Проведенные эксперименты на установке с начальным давлением в 4 атм., начальным объемом воздуха в гидравлическом аккумуляторе 2 л. и сечением поршня 0,003 м² выявили характер зависимости изменения хода поршня от величины избыточного давления гидравлического удара, данная зависимость представлена на рисунке 2.

Очевидно, что пределом функции перемещения поршня при стремлении избыточного давления к бесконечности является отношение начального объема воздуха в гидравлическом аккумуляторе к площади поршня, при условии того, что конструктивные особенности гидроцилиндра позволяют такое перемещение.

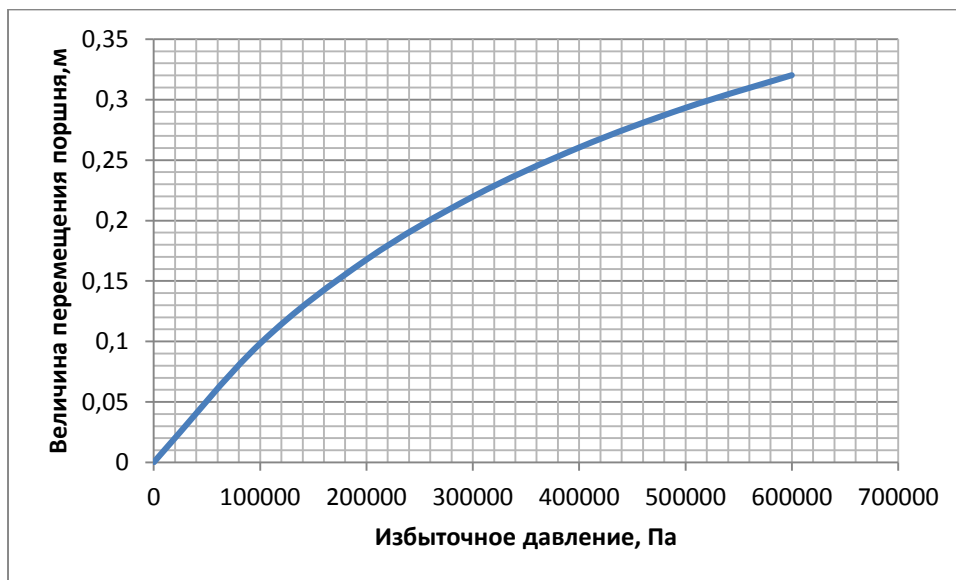


Рис. 2. Зависимость изменения хода поршня от величины избыточного давления гидравлического удара.

Величина изменения температуры сжатого воздуха является функцией от изменения объема, то есть работы сжатия, произведенной над газом в гидравлическом аккумуляторе, поэтому можно записать:

$$P_1 \cdot h \cdot S = \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{\kappa - 1} \quad (4.1)$$

На рисунке 3 показан линейный характер зависимости изменения температуры от хода поршня.

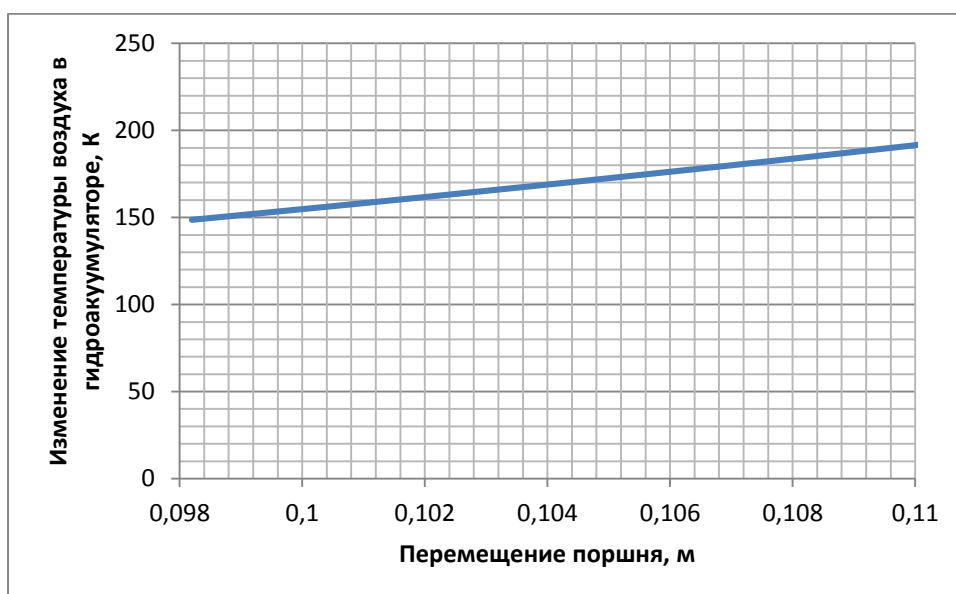


Рис. 3. Зависимость изменения температуры демпфирующего воздуха от величины перемещения.

Из уравнения (4) можно вывести формулу для коэффициента полезного действия электромеханического демпфирующего устройства:

$$\eta = \frac{h \cdot (P_{изб} \cdot S - F_{тр}) - \frac{m \cdot R \cdot \Delta T}{N - 1}}{P_{изб} \cdot h \cdot S} \cdot 100\% \quad (5)$$

Используя полученные зависимости хода поршня от давления и перепада температур от хода поршня, построим зависимость КПД электромеханического демпфирующего устройства от величины избыточного давления (рисунок 4).

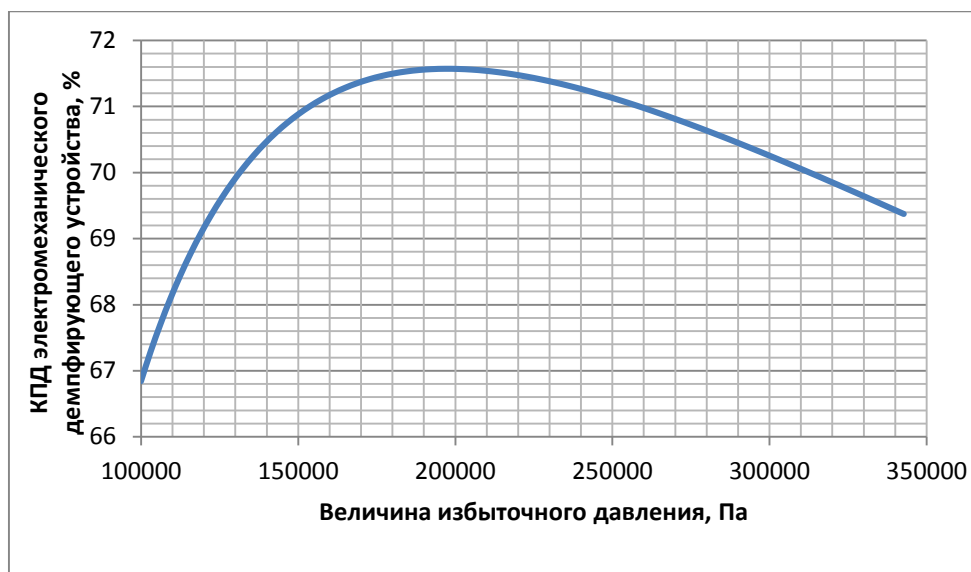


Рис.4. Зависимость КПД электромеханического демпфирующего устройства от величины избыточного давления.

Из полученной на графике зависимости видно, что наиболее эффективным избыточным давлением для установки, использованной в эксперименте, является давление, равное 200000 Па, при котором коэффициент полезного действия устройства достигает 71,6%.

Уравнение (5) показывает, что основные перспективы дальнейшего повышения эффективности электромеханических демпфирующих устройств лежат в области уменьшения потерь полезной работы на преодоление силы трения в гидроцилиндрах и минимизации тепловых потерь в гидравлическом аккумуляторе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гиргидов А. Д. Техническая механика жидкости и газа. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1999. – 395 с.
2. Френкель Н. З. Гидравлика. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 456 с.

КУРДЮКОВ С. Ю., МАКЕЕВ А. Н.

**К ВОПРОСУ ОРГАНИЗАЦИИ ИМПУЛЬСНОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В СИСТЕМЕ
ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ С КОЖУХОТРУБЧАТЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ**

Аннотация. В статье представлен краткий анализ состояния систем горячего водоснабжения и обозначены основные проблемы снижения их энергетической эффективности. Предложен вариант интенсификации теплообмена и самоочищения теплопередающих поверхностей кожухотрубчатого теплообменника на основе перехода к импульсной циркуляции теплоносителя в нагреваемом контуре.

Ключевые слова: система горячего водоснабжения, кожухотрубчатый теплообменник, импульсная циркуляция теплоносителя, интенсификация теплопередачи, самоочищение теплопередающих поверхностей, повышение эффективности теплообменника.

KURDYUKOV S. YU., MAKEEV A. N.

**ON PULSE CIRCULATION IN THE HOT WATER SYSTEM
WITH SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER**

Abstract. The article presents a brief analysis of hot water systems and reasons of their energy efficiency reducing. To solve the problem, the authors suggest intensifying of heat and self-cleaning heat transfer surfaces of the shell-and-tube heat exchanger based on the transition to the pulse circulation of the heated coolant circuit.

Keywords: hot water system, shell-and-tube heat exchangers, pulse coolant circulation, heat transfer intensification, self-cleaning of heat transfer surfaces, increasing of heat exchanger efficiency.

На сегодняшний день горячее водоснабжение – это не просто элемент комфорта, но и насущная необходимость для обеспечения полноценной деятельности любого предприятия или жилого помещения. Оно предназначено для удовлетворения гигиенических (умывание, купание) и бытовых (стирка, мойка посуды и т. п.) нужд населения в воде с повышенной температурой, а также коммунальных и промышленных предприятий – для бытовых и производственных нужд.

Вода, подаваемая системами горячего водоснабжения в жилые и общественные здания и на хозяйственно-бытовые нужды промышленных предприятий, должна быть питьевого качества и удовлетворять требованиям ГОСТа. К качеству воды, идущей на технологические цели, предъявляют требования в зависимости от характера производства.

Максимальная температура воды в системах горячего водоснабжения 75 °С, минимальная (в точках водоразбора) – 60 °С [1].

Системы горячего водоснабжения разделяют на централизованные и местные (децентрализованные). В централизованных системах выработка тепла производится на ТЭЦ и в различных котельных. При этом тепло передается к потребителям по трубопроводам теплосети. В местных системах для нагревания воды используются источники тепла, присутствующие на месте ее потребления, например, в центральных тепловых пунктах (ЦТП) или же непосредственно в домах.

Горячее водоснабжение может осуществляться:

- по закрытой схеме, когда водопроводная вода нагревается теплоносителем (водой или паром) из тепловых сетей в водонагревателях, устанавливаемых в центральных тепловых пунктах или непосредственно в домах;

- по открытой схеме, когда вода «разбирается» потребителями непосредственно из тепловой сети, подключенной к источнику тепла. При этом отпадает необходимость установки водонагревателей в домах или на ЦТП и уменьшается возможность коррозии местных трубопроводов. Однако для «подпитки» таких систем требуется большое количество воды, прошедшей предварительную обработку во избежание накипи и коррозии в трубопроводах и оборудовании теплоснабжающих устройств.

Существенным недостатком теплообменников ГВС (как пластинчатых, так и трубчатых) является их склонность к зашламлению. Причем, изначально установившаяся тенденция смены теплообменников кожухотрубчатой конструкции на пластинчатые, с целью снижения эксплуатационных затрат, в настоящее время обратилась в пользу обратного перехода к кожухотрубчатым теплообменникам. Это связано с тем, что в пластинчатых теплообменниках скорость движения теплоносителя существенно ниже, чем в кожухотрубчатых, а потому они более склонны к зашламлению и образованиям отложений. Вместе с тем, обозначился актуальный вопрос снижения эксплуатационных затрат кожухотрубчатых теплообменников и повышения их энергетической эффективности.

Что касается повышения энергетической эффективности, то в настоящее время интенсификация теплообмена в тепловых энергетических установках идет по пути увеличения турбулизации потока. Для этого применяют турбулизаторы потока, закрутку потока в трубах с помощью винтовых вставок, каналы сложной формы, лопаточные завихрители и т.д. Однако указанные способы интенсификации теплопередачи обладают значительно малым потенциалом, величина которого может достигать всего лишь 15% эффективности от первоначальной величины.

Одним из кардинальных способов повышения теплопередачи, снижения капитальных затрат, расходов на эксплуатацию и обслуживание является перевод циркуляции теплоносителя в теплоприготовительном оборудовании систем ГВС из стационарного режима в импульсный [2]. При этом можно использовать несколько эффектов. Увеличивается коэффициент теплоотдачи движущегося потока, в зависимости от частоты и амплитуды пульсаций скорости его истечения [3]; реализуется эффект самоочищения теплопередающих поверхностей оборудования; обеспечивается возможность трансформации части располагаемого напора греющего теплоносителя в напор нагреваемого теплоносителя – в случае независимого присоединения отопительных установок, или для циркуляции воды в системе ГВС.

При обозначенных преимуществах, в случае перехода к импульсной циркуляции теплоносителя, коэффициент теплоотдачи, теоретически, может быть интенсифицирован до 40% и более относительно значения коэффициента теплопередачи при стационарном режиме, а также реализован механизм самоочищения кожухотрубчатых теплообменников от отложений [4].

Одна из возможных схем организации импульсной циркуляции теплоносителя в кожухотрубчатом теплообменнике системы ГВС приведена на рисунке 1.

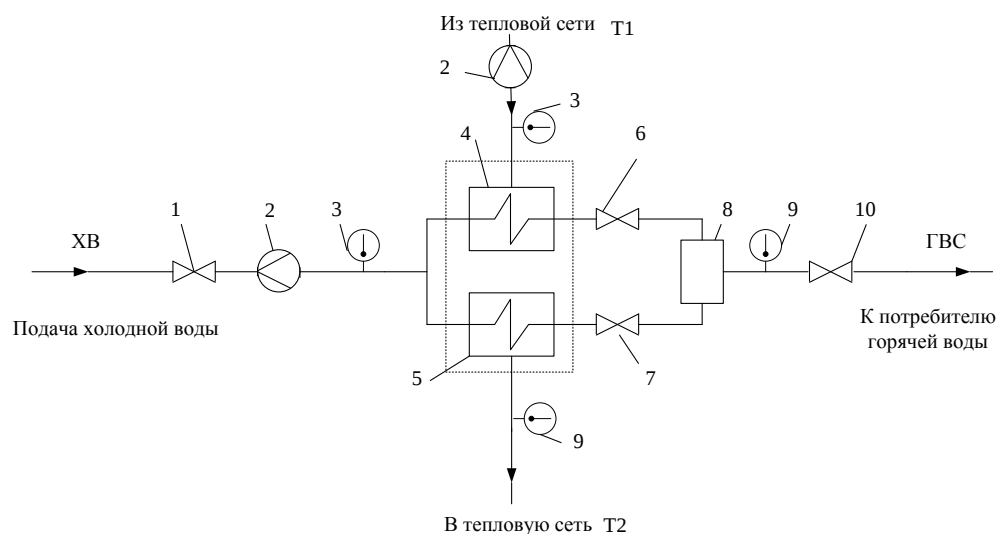


Рис. 1 Принципиальная схема контура с импульсной циркуляцией для системы горячего водоснабжения кожухотрубчатым теплообменником.

Данный контур состоит из следующих основных элементов: 1, 6, 7, 10 – запорные краны; 2 – расходомер; 3 и 9 – датчики температуры ТХК; 4 и 5 – соответственно I-я и II-я ступени кожухотрубчатого теплообменника; 8 – ударный узел оппозитного типа. Секции 4 и 5 кожухотрубчатого теплообменника последовательно включены на греющий теплоноситель из тепловой сети и соединены параллельно по нагреваемому теплоносителю.

Схема работает следующим образом. При открытии запорных кранов 1, 6, 7, 10 холодная вода проходит через расходомер 2, где ведется ее учет, и направляется в параллельно включенные секции 4 и 5 кожухотрубчатого теплообменника. После нагрева воды, она попадает в ударный узел 8 оппозитного типа, где происходит генерация импульсов количества движения нагретой, к тому времени, воды. Генерация импульсов обеспечивается тем, что ударные клапаны ударного узла 8 (на рисунке 1 не показаны) приходят в попеременное движение на закрытие проходного сечения за счет гидравлических сил, стремящиеся вывести их из положения равновесия и закрыть один из них. При попеременном закрытии одного из ударных клапанов происходит гидравлический удар – волновой процесс кратковременного повышения давления над ударным клапаном, положительная волна гидравлического удара, которая, затем, сменяется отрицательной. В период отрицательной волны гидравлического удара происходит понижение давления в области над закрытым ударным клапаном. Так же в ударном узле 8 происходит смешивание нагретой воды, поступающей в него из секций 4 и 5 кожухотрубчатого теплообменника. После прохождения ударного узла 8 нагретая, к тому времени, вода поступает в систему ГВС, а ее температура фиксируется преобразователем температуры ТХК 9. С помощью датчика температуры ТХК 3 измеряется температура исходной воды.

Применение данной схемы приготовления горячей воды с импульсной циркуляцией в нагреваемом контуре позволит наиболее полно использовать топливно-энергетические ресурсы за счет увеличения коэффициента теплопередачи в кожухотрубчатом теплообменнике от принудительной турбулизации потока теплоносителя и колебаний трубной решетки при реализации условий для самоочищения теплопередающих поверхностей в теплообменнике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок: утв. Приказом Минэнерго Рос. Федерации от 24 марта 2003 г. N 115; ввод в действие с 01.10.03.
2. Макеев А. Н. Импульсные системы теплоснабжения общественных зданий / А. Н. Макеев, А. П. Левцев // Региональная архитектура и строительство. – Пенза, 2010. – № 2 (9). – С. 45–51.
3. Галицейский Б. М. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках / Б. М. Галицейский, Ю. А. Рыжов, Е. В. Якуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 256 с.
4. Пат. РФ № 2423650, МПК F24D 3/00. Способ теплоснабжения / А. Н. Макеев, А. П. Левцев. – № 2010112729/03; заявлено 01.04.2010; опубл. 10.07.2011, Бюл. № 19.

ЛАРЬКИН И. С., ОВЧИННИКОВА С. М.

**АНАЛИЗ ПРИНЦИПОВ СЕПАРАЦИИ В КОТЛОАГРЕГАТАХ
С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ**

Аннотация. В данной статье обосновывается необходимость сепарации пара и рассматриваются его принципы в котлоагрегатах. Приводится сопоставление данных принципов на предмет выявления наибольшей энергетической эффективности и применимости в котлоагрегатах.

Ключевые слова: сепарационное устройство, влагосодержание, котлоагрегат, пароводяная смесь, циклон.

LARKIN I. S., OVCHINNIKOVA S. M.

**AN ANALYSIS OF SEPARATION PRINCIPLES IN BOILERS
IN TERMS OF ENERGY EFFICIENCY**

Abstract. The article considers the steam separation and its principles in boilers. In this connection, the study presents a comparative analysis of steam separation practices to identify the best one in terms of energy efficiency and boiler applicability.

Keywords: separation unit, moisture, boiler, water-steam mixture, cyclone.

Сепарационные устройства котлоагрегатов предназначены для предохранения внутренних поверхностей пароперегревателя, паропроводов и теплоиспользующих аппаратов от образования отложений, вызванных содержанием в паре различных примесей. В сепараторах происходит удаление или уменьшение содержания в паре капельной влаги и растворенных в паре веществ. Сепарация капельной влаги от пара имеет значение при всех давлениях, а уменьшение солесодержания пара лишь при высоких и сверхкритических давлениях. К сепарационным устройствам предъявляется ряд требований: способность гасить кинетическую энергию поступающей в барабан пароводяной смеси с минимальным образованием мелкодисперсных капель влаги; выделение из пара капель влаги; обеспечение равномерного распределения паровой нагрузки по площади испарения и потока пара в барабане котла. С помощью сепарационных устройств можно уменьшить содержание влаги в паре до 0,1–0,15%.

В сепарационных устройствах применяются следующие принципы сепарации капель влаги из пара:

- гравитационная сепарация;
- инерционная сепарация;

- циклонная сепарация;
- пленочная сепарация;
- комбинация нескольких способов.

Для осуществления анализа принципов сепарации в котлоагрегатах с точки зрения энергетической эффективности следует рассмотреть особенности функционирования сепарационных устройств. Остановимся на основных актуальных принципах, применяемых в современном оборудовании.

Гравитационная сепарация (рисунок 1) происходит в результате движения пара в барабане котла к выходу из него. Для выравнивания скорости подъема пара по барабану в него погружают дырчатый лист 1. Для дополнительного выравнивания скорости подъема пара в барабане устанавливается пароприемный щит 2, улучшающий гравитационную сепарацию. Эффективность такой сепарации зависит от давления, размеров капель воды, скорости потока и длины пути до выхода из барабана. Изменение энергии струи смеси вода-пар и распределение пара происходят в пространстве с водой. Разделение влаги и пара происходит в пространстве, заполненном паром. Гравитационная сепарация осуществляется практически во всех конструкциях внутрибарабанных устройств в силу простоты конструктивных особенностей.

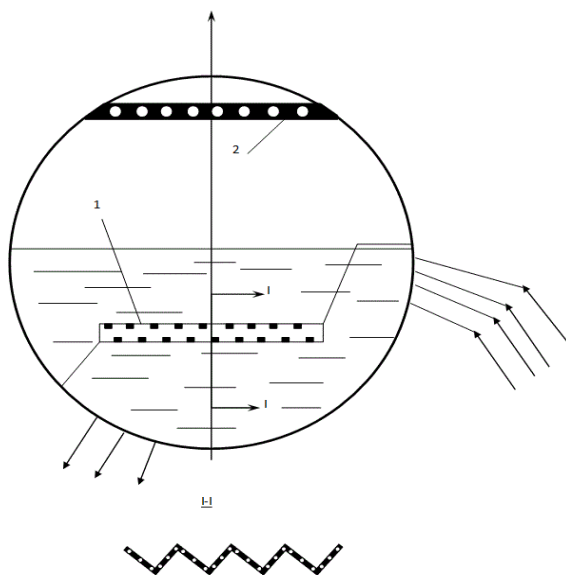


Рис. 1. Гравитационная сепарация (при подводе пароводяной смеси под уровень воды в барабане).

Инерционная сепарация (рисунок 2) происходит при значительном ускорении и последующем замедлении скорости потока пароводяной смеси. Это можно осуществить в результате установки отбойных щитков 3, создающих резкие повороты на пути пароводяной смеси, поступающей из экранных или кипятильных труб в барабан котла. Вследствие чего вода из пароводяной смеси выпадает из потока (как более плотная), а пар (как менее плотный) поднимается к выходу из барабана. Установка на пути пара жалюзийной решетки 4 (рисунок 3) улучшает сепарацию путем изменения направления движения пара, вследствие чего происходит дополнительное разделение капель воды и пара.

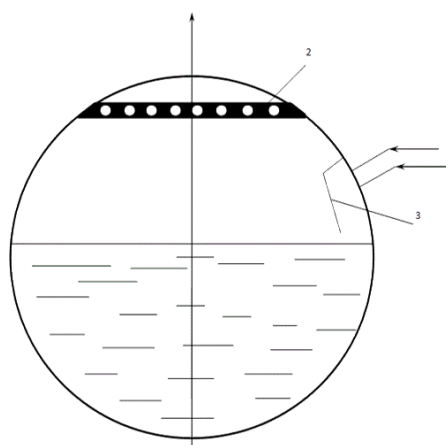


Рис. 2. Инерционная сепарация (при подводе пароводяной смеси в паровой объем барабана).

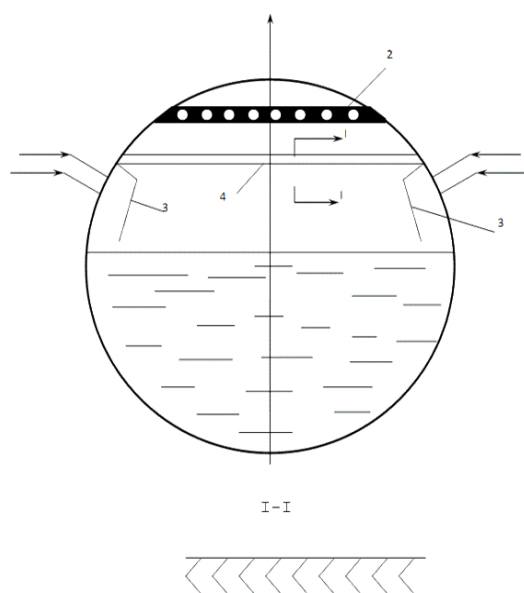


Рис. 3. Инерционная сепарация с жалюзийной решеткой.

На инерционном принципе осуществляется и циклонная сепарация (рисунок 4), действующая за счет центробежных сил, оказывающих влияние на капли воды. Пароводяная смесь подается в центробежные циклоны 5, где происходит закручивание потока, и вода отбрасывается к стенкам и стекает в водяное пространство барабана, а отделенный от капелек воды пар выходит из циклона. Циклонная сепарация очень эффективна. Циклоны устанавливают как внутри, так и вне барабана.

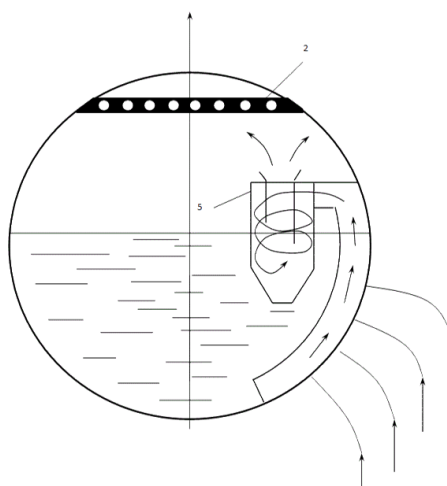


Рис. 4. Циклонная сепарация (инерционная с циклонами).

Пленочная сепарация происходит вследствие налипания капелек воды, не обладающих инерционными свойствами, на твердую увлажненную развитую поверхность при взаимодействии с пароводяным потоком. В результате такого взаимодействия образуется сплошная водяная пленка, которая достаточно прочно держится на стенках и не срывается паром, но при вертикальном или наклонном расположении стенки спокойно стекает в водяное пространство барабана. Пленочную сепарацию используют в циклонных и швеллерковых сепараторах (рисунок 5), где поверхность для образования пленки представляет собой систему наклонно расположенных и входящих один в другой швеллерков 6, а пленочная сепарация сочетается с инерционной при прохождении пара между швеллерками, где отбрасываются наиболее крупные капли воды.

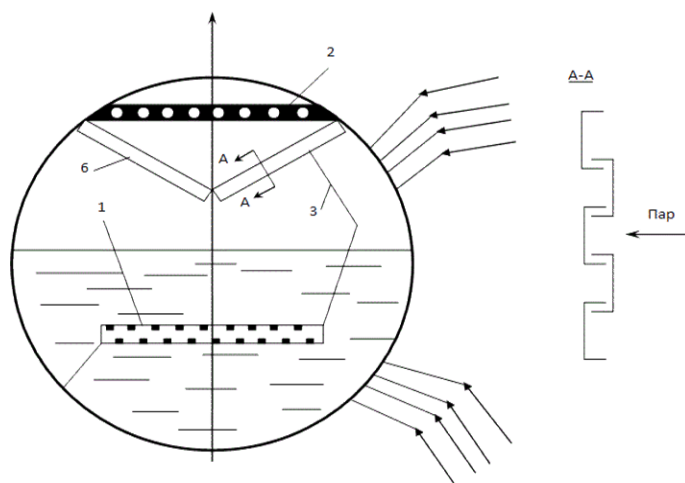


Рис. 5. Пленочная сепарация.

При изучении данных принципов сепарации можно сделать вывод о наибольшей энергетической эффективности сепаратора, содержащего все рассмотренные принципы сепарации, а именно пленочной, инерционной (циклонной) и гравитационной. Такая система сепарации пароводяной смеси обеспечивает наиболее качественное отделение капелек влаги от пара. Помимо увеличения эффективности сепарации, такой принцип способствует снижению или полному предотвращению пенообразования, а также уменьшению материалоемкости сепарационных устройств. При комбинированном сочетании принципов сепарации происходит уменьшение площади и массы оборудования вследствие того, что по мере увеличения эффективности сепарационного устройства отпадает необходимость использования дополнительных средств удаления влаги и дополнительных сепараторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Продукты и решения для автоматизации процессов управления и учета. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ma-samara.com> (дата обращения: 20.06.2013).
2. База патентов на изобретения РФ. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ru-patent.info> (дата обращения: 20.06.2013).
3. Водоснабжение, водоподготовка и очистка сточных вод. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://stringer46.narod.ru> (дата обращения: 20.06.2013).
4. Мынкин К. П. Сепарационные устройства паровых котлов. – М.: Энергия, 1971. – 192 с.

КУДАШЕВ С. Ф., ЛАПИН Е. С., ПАНКРАТЬЕВ Р. В.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИ ИМПУЛЬСНОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Аннотация. Нестационарные процессы в гидравлических системах удобно рассматривать с помощью теории энергетических цепей. В работе получены теоретические амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой гидравлической системы, определено влияние массы жидкости и податливости трубопроводов на амплитудно-частотную характеристику. Представлены результаты экспериментального исследования амплитудно-частотной характеристики рассматриваемой гидравлической системы.

Ключевые слова: теплоноситель, импульс, амплитудно-частотная характеристика, энергетическая цепь.

KUDASHEV S. F., LAPIN E. S., PANKRATIEV R. V.

THE ENERGY CHAIN OF PLATE HEAT EXCHANGER AT PULSE MODE OF COOLANT FLOW

Abstract. The theory of energy chains is used to consider the non-stationary processes in hydraulic systems. The paper presents the theoretical frequency response of the hydraulic system considered. The authors also calculate the influence of fluid mass and pipeline compliance on the frequency response. Consequently, the experimental study presents the frequency response of the hydraulic system considered.

Keywords: coolant, pulse, frequency response, energy chain.

Гидравлические процессы в контуре с двухклапанным преобразователем потока (ПП) удобно анализировать с помощью теории цепей [1]. Энергетическая цепь гидравлической сети, состоящей из теплообменника и подводящего трубопровода, представлена на рис. 1, она включает два звена. Теплообменник с податливостью пластин l_1 , массой воды в каналах m_1 , активным гидравлическим сопротивлением r_1 , соединительный трубопровод с массой воды m_2 , активным гидравлическим сопротивлением r_2 , податливостью материала трубопровода l_2 .

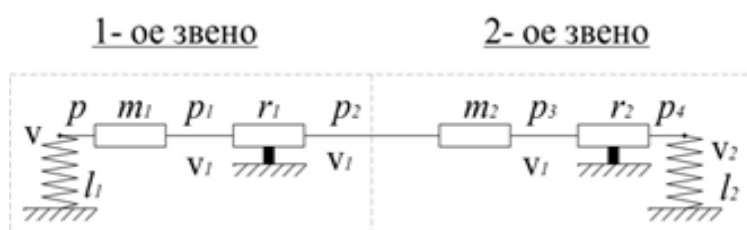


Рис. 1. Гидравлическая цепь подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником.

Уравнение звеньев цепи:

$$\begin{cases} p = m_1 \dot{v}_1 + r_1 v_1^2 + p_2, \\ v = l_1 \dot{p} + v_1, \end{cases} \quad \begin{cases} p_2 = m_2 \dot{v}_1 + r_2 v_1^2 + p_4, \\ v_1 = l_2 \dot{p}_4 + v_2. \end{cases} \quad (1)$$

где p, p_4 – давление теплоносителя на входе в подводящий трубопровод и на выходе из него соответственно, Па;

v_1, v_2 – объемный расход теплоносителя на входе в подводящий трубопровод и на выходе из него соответственно, м³/с.

Давление и объемный расход на входе в цепь:

$$\begin{cases} p = m_1 \dot{v}_1 + r_1 v_1^2 + m_2 \dot{v}_1 + r_2 v_1^2 + p_4 \\ v = l_1 \dot{p}_2 + l_2 \dot{p}_4 + v_2. \end{cases} \quad (2)$$

Объемный расход и давление теплоносителя было представлено в виде постоянной составляющей и отклонения:

$$v = v_0 + \bar{v}, \quad p = p_0 + \bar{p}. \quad (3)$$

В этом случае ввиду малости $v^2 \approx v_0^2 + 2 v_0 \bar{v}$, $\dot{v} = \dot{\bar{v}}$ и т.п.

Уравнение на давление:

$$\begin{aligned} p = (m_1 l_2 + m_2 l_2) \ddot{\bar{p}}_4 + \bar{p}_4 + p_{40} + (m_2 + m_1) \dot{\bar{v}}_2 + \\ + (2r_1 v_{20} + 2r_2 v_{20}) \bar{v}_2 + (r_1 + r_2) v_{20}^2. \end{aligned} \quad (4)$$

С учетом введенных коэффициентов $a_1 = m_1 l_2 + m_2 l_2$, $a_2 = 1$, $b_1 = m_2 + m_1$, $b_2 = 2r_1 v_{20} + 2r_2 v_{20}$, уравнение (5) представим в виде:

$$p = a_1 \ddot{\bar{p}}_4 + a_2 \bar{p}_4 + a_3 p_{40} + b_1 \dot{\bar{v}}_2 + b_2 \bar{v}_2 + b_3 v_{20}^2. \quad (5)$$

Уравнение на изображения:

$$(a_1 s^2 + a_2) P_4(s) = -(b_1 s + b_2) V_2(s). \quad (6)$$

После соответствующих преобразований комплексное сопротивление цепи:

$$Z(s) = \frac{P_4(s)}{V_2(s)} = \frac{-b_1 s - b_2}{a_1 s^2 + a_2}. \quad (7)$$

Частотная функция:

$$Z(\Omega) = \frac{-b_1 j \Omega - b_2}{-a_1 \Omega^2 + a_2}. \quad (8)$$

Действительная часть частотной функции:

$$U(\Omega) = \frac{b_2}{a_1\Omega^2 - a_2}. \quad (9)$$

Мнимая часть частотной функции:

$$V(\Omega) = \frac{b_1\Omega}{-a_1\Omega^2 + a_2}. \quad (10)$$

Амплитудно-частотная характеристика цепи:

$$A(\Omega) = \sqrt{U^2(\Omega) + V^2(\Omega)}. \quad (11)$$

Фазочастотная характеристика:

$$\varphi(\Omega) = -\arctg \frac{U(\Omega)}{V(\Omega)}. \quad (12)$$

Для построения экспериментальной амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) подводящего трубопровода ИТП с установленным на нем теплообменником, необходимо записать мгновенные значения расхода и давления в обоих трубопроводах. Ввиду того, что оба ударных клапана изготовлены одинаково и одинаковы конструкции подводящих трубопроводов, то и АЧХ будут совпадать. В качестве входного сигнала принимаем расход на входе в подводящую трубу к ударному клапану ПП, определяемый при помощи расходомера переменного перепада давления. В качестве выходного сигнала принимаем давление на входе в ударный клапан. Рассматривая полученную систему как черный ящик, будем определять реакцию системы на входное воздействие. Увеличивая расход через ПП от нуля до номинального значения, при помощи штатной арматуры после завершения переходных процессов и выхода системы в установившийся режим (5 мин) производим запись файла данных. Амплитуда колебаний давления определялась как разность между средним по времени значением давления и максимальным значением давления. Частота колебаний определялась по разности времени появления максимумов давления. Результаты экспериментальных данных приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты эксперимента для построения АЧХ

Эксперимент	Число точек	T	f	Ω	A _{рас}	A _{давл}	A _{давл} / A _{рас}
		мс	Гц	Рад/с	м ³ /ч	кПа	кПа/(м ³ /ч)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	317,2	3,153	19,801	1,859	284,2	
	2	317,3	3,152	19,795	1,880	284,6	
	3	317,2	3,153	19,801	1,858	283,4	
	4	317,1	3,154	19,807	1,832	265,0	

	cp	317,2	3,153	19,801	1,857	279,3	198,910
2	1	349,2	2,864	17,986	1,431	179,6	
	2	343,6	2,910	18,275	1,400	180,9	
	3	350,8	2,851	17,904	1,427	173,4	
	4	328	3,049	19,148	1,384	173,4	
	cp	342,9	2,916	18,312	1,410	176,8	125,374
3	1	311,2	3,213	20,178	1,601	263,4	
	2	314	3,185	20,002	1,610	267,5	
	3	314,8	3,177	19,952	1,638	274,2	
	4	313,2	3,193	20,052	1,655	259,1	
	cp	313,3	3,192	20,046	1,626	266,9	164,158
4	1	294,8	3,392	21,302	1,767	325,0	
	2	294,4	3,397	21,333	1,798	327,5	
	3	295,2	3,388	21,277	1,792	323,3	
	4	294,4	3,397	21,333	1,759	323,4	
	cp	294,7	3,393	21,308	1,779	324,8	222,042
5	1	281,2	3,556	22,332	2,085	498,3	
	2	281,2	3,556	22,332	2,067	490,8	
	3	281,6	3,551	22,300	2,058	498,3	
	4	280,8	3,561	22,363	2,043	500,8	
	cp	281,2	3,556	22,332	2,063	497,1	242,720
6	1	280	3,571	22,426	2,140	523,2	
	2	278,8	3,587	22,526	2,167	530,0	
	3	278,8	3,587	22,526	2,189	534,2	
	4	279,2	3,582	22,495	2,225	538,9	
	cp	279,2	3,582	22,495	2,180	534,4	247,176
7	1	274,200	3,647	22,903	2,532	625,8	
	2	273,500	3,656	22,960	2,530	627,5	
	3	274,000	3,650	22,922	2,466	635,0	
	4	273,800	3,652	22,935	2,446	631,9	
	cp	273,875	3,651	22,928	2,494	631,5	253,417
8	1	272,4	3,671	23,054	2,703	703,4	
	2	271,6	3,682	23,123	2,725	708,4	
	3	271,2	3,687	23,154	2,740	706,2	
	4	272	3,676	23,085	2,714	710,1	
	cp	271,8	3,679	23,104	2,721	707,0	261,012
9	1	268	3,731	23,431	2,834	730,8	
	2	278,8	3,587	22,526	2,846	729,2	
	3	269,2	3,715	23,330	2,819	735,0	
	4	268	3,731	23,431	2,840	733,2	
	cp	271	3,690	23,173	2,835	732,5	
10	1	333,2	3,001	18,846	1,172	182,5	258,662
	2	331,6	3,016	18,940	1,208	188,4	
	3	330,8	3,023	18,984	1,200	186,7	
	4	332	3,012	18,915	1,191	181,9	
	cp	331,9	3,013	18,922	1,193	185,7	152,525

11	1	364,8	2,741	17,213	1,219	148,4		
	2	371,6	2,691	16,899	1,151	145,9		
	3	377,6	2,648	16,629	1,219	140,0		
	4	370,4	2,700	16,956	1,215	145,8		
	ср	371,3	2,693	16,912	1,201	143,9	121,430	

Из графика (рисунок 2) следует, что с увеличением частоты пульсаций происходит увеличение давления при единичном расходе через систему.

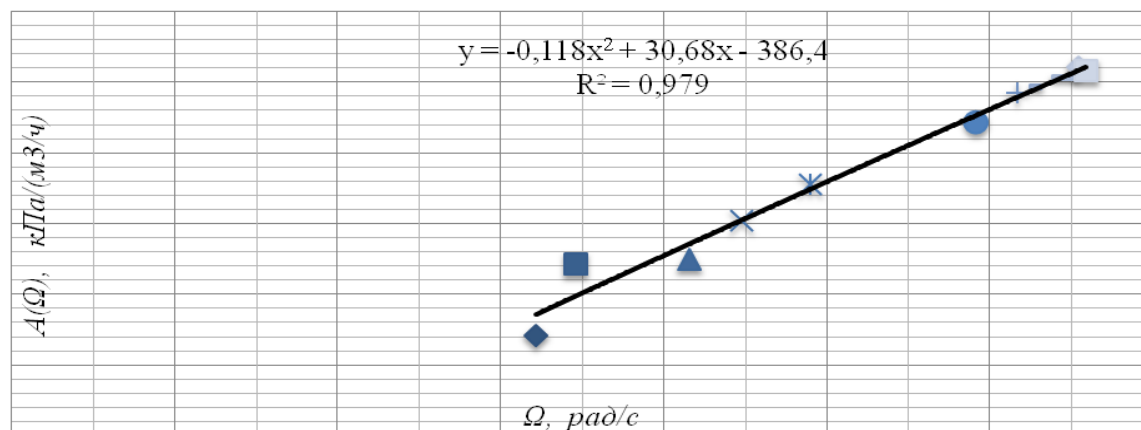


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником.

Совмещенные графики экспериментальной АЧХ и полученных на основании уравнения 12, при подстановке реальных значений параметров, представлены на рис. 3.

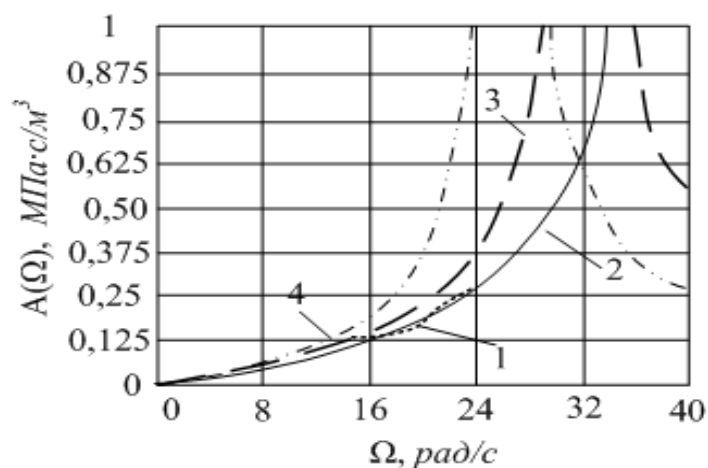


Рис. 3. АЧХ системы: 1 – экспериментальная;

2 – $l_I = 17 \cdot 10^{-4}$ м³/Па; 3 – $l_I = 2,4 \cdot 10^{-4}$ м³/Па; 4 – $l_I = 6,3 \cdot 10^{-5}$ м³/Па

$m_1 = 60$ кг, $m_2 = 4,5$ кг, $r_1 = 0,1$ Па с/м³, $r_2 = 0,5$ Па с/м³, $l_I = 1,1 \cdot 10^{-4}$ м³/Па.

Значения параметров системы и теплоносителя при импульсной подаче для моделирования АЧХ представлены в таблице 2.

Таблица 2

Значение параметров для моделирования АЧХ подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником

№ п/п	$r_1, \frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3}$	$r_2, \frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3}$	$V_0, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$m_1, \text{кг}$	$m_2, \text{кг}$	$l_1, \frac{\text{м}^3}{\text{Па}}$	$l_2, \frac{\text{м}^3}{\text{Па}}$
1	0,1	0,5	0,07	60	4,5	0,00017	0,00011
2	0,1	0,5	0,07	80	4,5	0,00017	0,00011
3	0,5	0,5	0,07	110	4,5	0,00017	0,00011
4	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,0002	0,00011
5	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,00006	0,00011
6	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,00017	0,00011
7	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,00017	0,00011
8	0,5	0,5	0,1	60	4,5	0,00017	0,00011
9	0,5	0,5	0,15	60	4,5	0,00017	0,00011

Графики теоретических АЧХ подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником, вычисленных в соответствии со значениями параметров для моделирования из таблицы 3, представлены на рисунке 4.

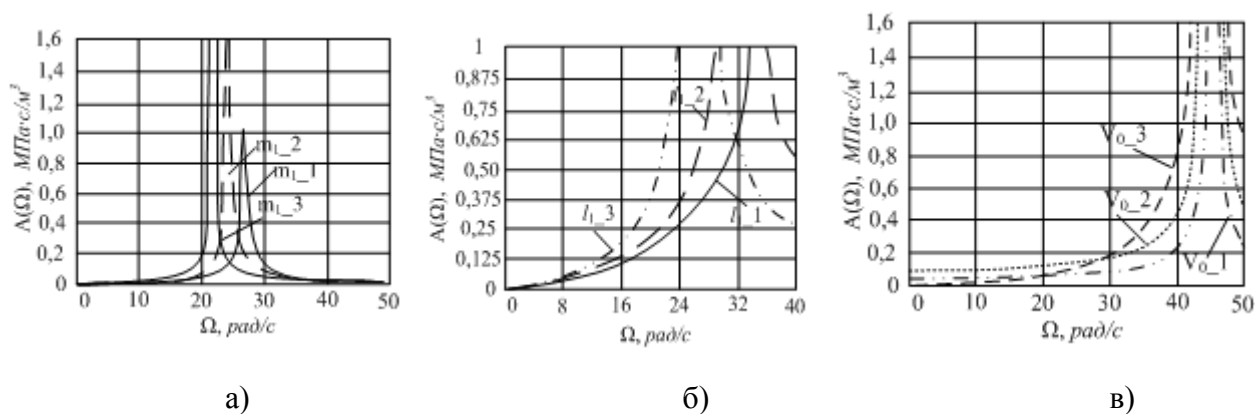


Рис. 4. Теоретические амплитудно-частотные характеристики подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником.

Из графиков видно, что с увеличением массы жидкости в трубопроводе, упругости системы, а также скорости жидкости через ПП происходит увеличение амплитуды колебаний давления при единичном расходе через систему. Это происходит за счет того, что увеличение упругости системы приводит к увеличению скорости распространения упругих

волн в жидкости, увеличение скорости теплоносителя сокращает время закрытия ударных клапанов, а увеличение массы жидкости при постоянных параметрах системы (длина трубопроводов их диаметр и т.д.) возможно только с изменением плотности теплоносителя, что и влияет на скорость распространения упругих волн в жидкости. С изменением гидравлического сопротивления системы АЧХ меняется незначительно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карм Дж. Т., Франк М. Е. Частотные характеристики пневматических линий передач // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1967. – № 2. – С. 149-163.

КРУЧИНКИНА О. А.

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ ОЦЕНКИ КПД КОТЛОАГРЕГАТА

Аннотация. Рассматривается алгоритм определения эффективной оценки КПД котлоагрегата при контроле на входе энергоценности и расхода газа, а выходе энтальпии и расхода воды. Эффективный КПД котлоагрегата – это отношение эффективной мощности на выходе к входу. Значение эффективных мощностей получено через статистические характеристики вероятностных процессов ее составляющих.

Ключевые слова: котлоагрегат, нагрузка, тепловая энергия, энтальпия, расход сетевой воды, энергоценность газа, вероятностные характеристики.

KRUCHINKINA O. A.

AN EFFICIENT ALGORITHM OF BOILER EFFICIENCY ASSESSMENT

Abstract. The article presents an efficient algorithm of boiler efficiency assessment, considering the power value and gas consumption inlet and the enthalpy and water consumption outlet. The boiler efficiency is a ratio of the effective power outlet and inlet. The value of the effective powers is calculated through statistical characteristics of probabilistic processes of its components.

Keywords: boiler, work capacity, thermal energy, enthalpy, consumption of network water, gas power value, probabilistic characteristics.

Основная доля затрат при производстве тепловой энергии приходится на топливо. Топливная составляющая в себестоимости тепловой энергии доходит до 70% и имеет тенденцию роста. Рост топливной составляющей в себестоимости тепловой энергии связан, главным образом, с автоматизацией процесса горения и высвобождением операторов. Применение современных средств автоматизации в горелочных устройствах котлоагрегатов с целью минимизации расхода топлива предполагает широкое варьирование режимами горения. Однако при расчете потребности в топливе для котельной пользуются методикой [1], утвержденной Минэнерго, которая учитывает только установившейся режим работы котлоагрегатов в четырех характерных режимах. Поэтому норматив топлива, утвержденный в тарифе, не покрывает фактических затрат. С переходом на долгосрочные тарифы разница от недоучета в изменении режимов может быть весьма существенной. Оценка полной мощности при колебательных режимах работы, например, электроагрегатов и дизель-генераторов, имеет расхождения с активной на 20-25%. В связи с этим при колебаниях нагрузки котлоагрегатов, вызванных как внешними метеорологическими условиями, так и внутренними факторами, нужно оценивать их КПД с учетом переменных составляющих.

Кроме того, требования учета переменной составляющей необходимо учитывать при создании узлов учета тепловой энергии.

Для колебательных систем со значительной величиной постоянной составляющей, к которым относится энтальпия и расход теплоносителя, оценка КПД предполагает последовательность шагов.

1. Записывают реализации процессов изменения энтальпии, расхода сетевой воды, энергоценности топлива, расхода газа как:

$$\Delta h_{bi}, g_{bi}, \varepsilon_{\Gamma i}, i = 1 \dots N \text{ с шагом } \Delta \tau.$$

2. Рассчитываются вероятностные характеристики процессов:

- математическое ожидание энтальпии сетевой воды;

$$\Delta h_{bo} = \frac{1}{N} \sum \Delta h(i),$$

- математическое ожидание расхода сетевой воды;

$$\Delta g_{bo} = \frac{1}{N} \sum \Delta g_b(i),$$

- математическое ожидание энергоценности газа;

$$\Delta \varepsilon_{\Gamma o} = \frac{1}{N} \sum \Delta \varepsilon(i),$$

- математическое ожидание расхода газа;

$$\Delta g_{\Gamma o} = \frac{1}{N} \sum \Delta g_{\Gamma}(i),$$

- среднее квадратическое отклонение энтальпии сетевой воды;

$$\sigma_{\Delta h_b} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (\Delta h_i - \Delta h_{bo})^2},$$

- среднее квадратическое отклонение расхода сетевой воды;

$$\sigma_{\Delta g_b} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (\Delta g_{bi} - \Delta g_{bo})^2},$$

- среднее квадратическое отклонение энергоценности газа;

$$\sigma_{\Delta \varepsilon_{\Gamma}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (\Delta \varepsilon_i - \Delta \varepsilon_{\Gamma o})^2},$$

- среднее квадратическое отклонение расхода газа;

$$\sigma_{\Delta g_{\Gamma}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (\Delta g_{\Gamma i} - \Delta g_{\Gamma o})^2},$$

- корреляция по воде;

$$\sigma_{\Delta h_b g_b} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (\Delta h_i - \Delta h_{bo})^2 \cdot (\Delta g_{bi} - \Delta g_{bo})^2},$$

- корреляция по топливу;

$$\sigma_{\Delta \vartheta_{\Gamma} g_{\Gamma}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (\Delta \vartheta_i - \Delta \vartheta_{\Gamma o})^2 \cdot (\Delta g_{\Gamma i} - \Delta g_{\Gamma o})^2},$$

- коэффициент линейной корреляции для воды;

$$\rho_{\Delta h_b g_b} = \frac{\sigma_{\Delta h_b g_b}}{\sigma_{\Delta h_b} \sigma_{\Delta g_b}},$$

- коэффициент линейной корреляции для топлива;

$$\rho_{\Delta \vartheta_{\Gamma} g_{\Gamma}} = \frac{\sigma_{\Delta \vartheta_{\Gamma} g_{\Gamma}}}{\sigma_{\Delta \vartheta_{\Gamma}} \sigma_{\Delta g_{\Gamma}}}.$$

3. Определяются величины энергий:

- эффективная величина выработанной тепловой энергии

$$Q_{ab} = \Delta h_{bo} \Delta g_{bo} + \sigma_{\Delta h_b} \sigma_{\Delta g_b} \rho_{\Delta h_b g_b},$$

$$Q_{a\Gamma} = \Delta \vartheta_{\Gamma o} \Delta g_{\Gamma o} + \sigma_{\Delta \vartheta_{\Gamma}} \sigma_{\Delta g_{\Gamma}} \rho_{\Delta \vartheta_{\Gamma} g_{\Gamma}}.$$

4. Определяется эффективный КПД котлоагрегата:

$$\eta = \frac{Q_{ab}}{Q_{a\Gamma}} 100\%.$$

Ниже на примере работающего котлоагрегата типа ТВГ-8, принадлежащего ОАО «СаранскТеплоТранс», приведены результаты расчета его вероятностных характеристик (таблица 1).

Таблица 1

Результаты расчета вероятностных характеристик котлоагрегата типа ТВГ-8

Наименование показателя	Режим №1	Режим №2
Δh_{bo} , Дж/кг	150021,51	145438,70
Δg_{bo} , кг/с	51,93	46,26
$\Delta \varepsilon_{Go}$, Дж/кг	33512536,56	33512536,56
Δg_{Go} , кг/с	0,28	0,28
$\sigma_{\Delta h_b}$, Дж/кг	18670,16	24635,43
$\sigma_{\Delta g_b}$, кг/с	0,14	10,78
$\sigma_{\Delta \varepsilon_G}$, Дж/кг	99857,77	99857,77
$\sigma_{\Delta g_G}$, кг/с	0,05	0,05
$\sigma_{\Delta h_b g_b}$	2660,52	361065,67
$\sigma_{\Delta \varepsilon_G g_G}$	4659,02	4659,02
$\rho_{\Delta h_b g_b}$	1,01	1,36
$\rho_{\Delta \varepsilon_G g_G}$	0,95	0,95
Q_{ab} , Вт	7793037,25	7089457,49
Q_{aG} , Вт	9248533,69	9248533,69
η , %	84,26	76,65

Как видно из результатов расчета, практически при одинаковой затраченной тепловой мощности выработанная мощность отличается более чем на 9%. С насыщением котлоагрегатов более совершенными средствами автоматизации выработанная мощность будет более отличаться от затраченной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Инструкция по организации в Минэнерго России работы по расчету и обоснованию нормативов удельного расхода топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергию от тепловых электрических станции и котельных: Приказ Минэнерго России № 323 от 30 декабря 2008 г.

ЦЫЦАРЕВА Е. И., ЛЫСЯКОВ А. И.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И УЛУЧШЕНИЕ ПРОЦЕССА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ
ФАКТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМЕ
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Аннотация. В статье рассмотрены методики определения теплопотерь в закрытых сетях теплоснабжения и проблемы их использования. Осуществлена проверка адекватности их применения. Предложена методика прогнозирования фактических теплопотерь, графическая модель процесса прогнозирования и позволяющая упростить расчеты электронная таблица, в соответствии с которыми получен прогноз теплопотерь для исследуемой системы на 2014 г.

Ключевые слова: теплопотеря, методики определения теплопотерь, процесс прогнозирования, IDEF0.

TSYTSAREVA E. I., LYSYAKOV A. I.

**MODELING AND IMPROVING OF PREDICTION OF ACTUAL THERMAL
LOSSES IN CLOSED HEATING NETWORK**

Abstract. The article considers the techniques to identify thermal losses in closed heating networks and problems of their use. The authors check adequacy of the techniques' application. In this connection, the study suggests a forecasting technique of the actual thermal losses, a graphic model of the prediction process, and a spreadsheet to simplify the calculations. Consequently, a forecast of the thermal losses of the studied system in 2014 is presented.

Keywords: thermal loss, techniques of thermal loss identification, prediction process, IDEF0.

Тепловые потери в системе централизованного теплоснабжения складываются из следующих составляющих: потери тепла в оборудовании котельной; потери тепловой энергии по длине теплотрасс; потери тепловой энергии, связанные с правильностью распределения тепла между объектами-потребителями; периодически возникающие во время аварийных и нештатных ситуаций утечки теплоносителя.

Величина потерь тепловой энергии является одним из важнейших показателей функционирования системы централизованного теплоснабжения, необходимость прогнозирования которых обусловлена целесообразностью выявления потенциала и величины возможного снижения теплопотерь, что в конечном итоге ведет к снижению затрат энергоснабжающей организации.

Наиболее распространенные методики определения фактических тепловых потерь в системах централизованного теплоснабжения и проблемы их использования представлены в таблице 1.

Таблица 1

Проблемность методик определения фактических тепловых потерь

Методика	Возможные проблемы
1. РД 34.09.255-97 «Методические указания по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях» [1]	Проведение тепловых испытаний сети, подразумевающих отключение некоторых потребителей и значительные потери теплоносителя.
2. СП 41-103-2000 «Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов» [2]	Сложность в расчетах и определении исходных данных.
3. Методика расчета фактических тепловых потерь в трубопроводе [3]	Неопределенность периода расчета фактических тепловых потерь и исходных данных.
4. Методика определения фактических тепловых потерь через теплоизоляцию в сетях централизованного теплоснабжения [4]	Необходимость либо установки счетчика на источнике, либо определения по режимной карте через КПД котла средней температуры и расхода сетевой воды, по которой котлы зачастую работают лишь с большим приближением.
5. Методика определения фактических потерь тепловой энергии через тепловую изоляцию трубопроводов водяных тепловых сетей систем централизованного теплоснабжения [5]	

Необходимо отметить, что выбор к использованию определенной методики обуславливается адаптированностью к конкретной системе теплоснабжения, что подразумевает возможность получения и обработки необходимых данных и компетенцию персонала. Предпочтение необходимо отдавать методикам, осуществляющим качественное прогнозирование в совокупности с низкими финансовыми и временными затратами.

Проверка адекватности применения представленных методик осуществлялась посредством нахождения прогнозного значения тепловых потерь на 2012 г. в системе централизованного теплоснабжения от котельной кв. 10-11 по ул. О. Кошевого (ОАО «СаранскТеплоТранс») и сравнения с фактическим значением. Результатом явилось определение нецелесообразности их использования, обусловленной, во-первых, высокими процентами несовпадения прогноза с фактом (приемлемым значением является прогноз с точностью до 5%), а, во-вторых, с трудностью сбора необходимых данных.

Прогнозирование фактических тепловых потерь может осуществляться в соответствии с методикой, основанной на определении среднеарифметического прогнозных значений, найденных как средние потери за определенный период времени с использованием метода пропорций и факторов, высоко коррелирующих с теплопотерями.

Предлагаемая методика включает в себя следующие этапы:

- определение значений тепловых потерь для исследуемой системы теплоснабжения за выбранный период времени;
- определение факторов, оказывающих наибольшее влияние на значение тепловых потерь;
- определение прогнозных значений тепловых потерь с учетом всех выбранных факторов и периодов на основе метода пропорций;
- определение среднего арифметического прогнозных теплопотерь в рамках факторов и совокупного среднего арифметического.

Результатом моделирования процесса прогнозирования фактических теплопотерь явилась точная, достаточная, лаконичная, удобная для восприятия и анализа модель процесса. Для моделирования процесса использовалось графическое описание на основе методологии IDEF0. Результат представлен на рисунках 1 и 2.

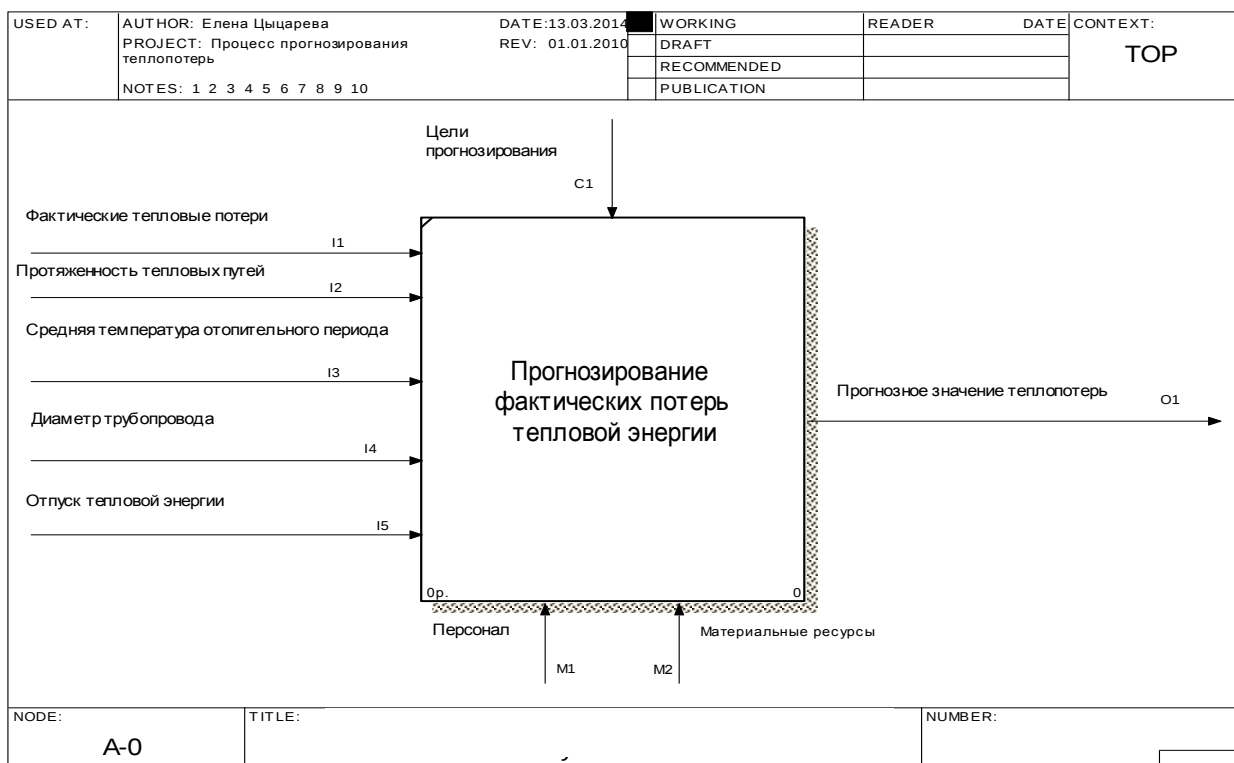


Рис. 1 «Родительская диаграмма» процесса прогнозирования фактических потерь тепловой энергии

IDEF0 – методология функционального моделирования и графическая нотация, предназначенная для формализации и описания процессов. Отличительной особенностью

IDEF0 является ее акцент на соподчиненность объектов и логические отношения между работами. Метод адаптирован к задачам автоматизации процесса.

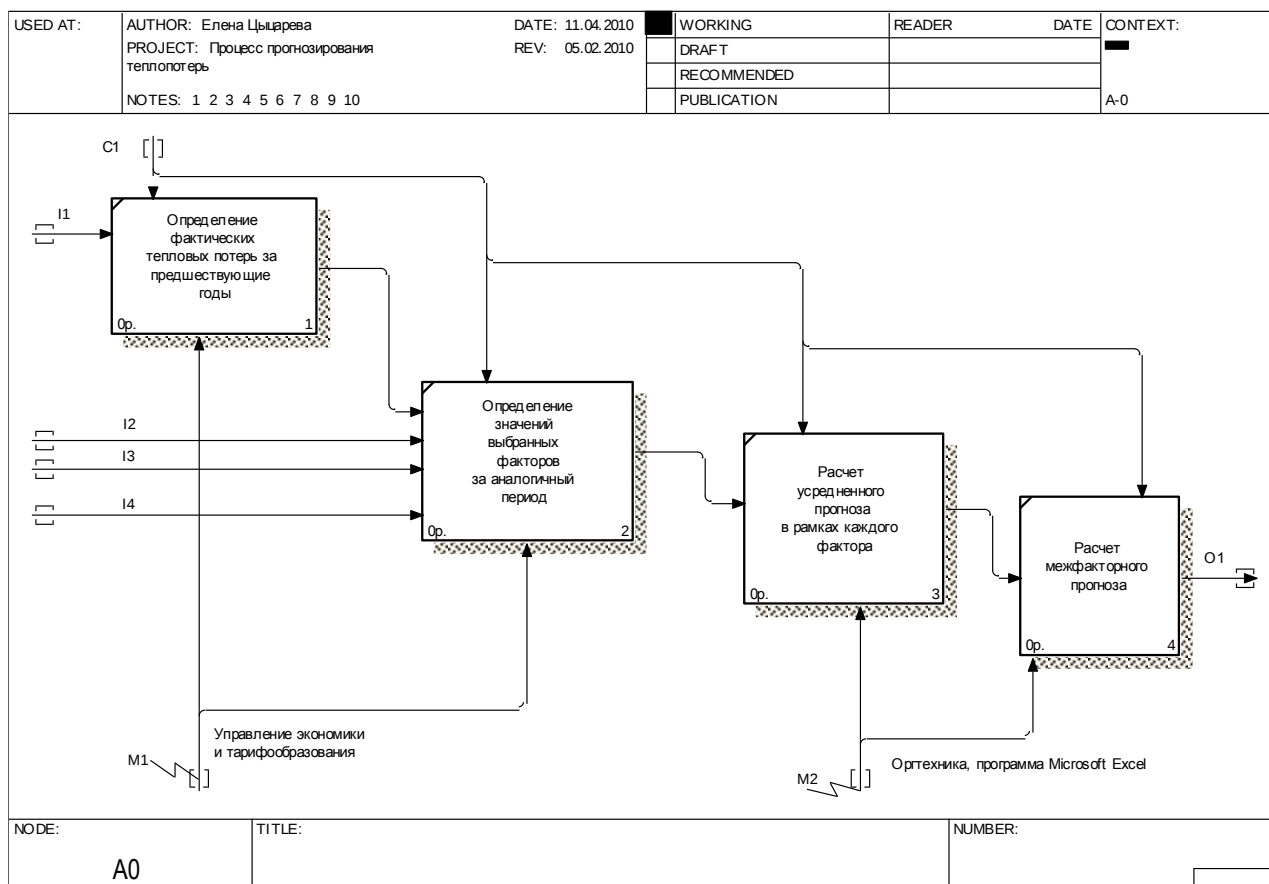


Рис. 2 Процесс прогнозирования фактических тепловых потерь.

Апробирование методики прогнозирования фактических тепловых потерь осуществлялось посредством расчета прогнозного значения для системы централизованного теплоснабжения от котельной кв. 10-11 по ул. О. Кошевого на 2012 и 2013 гг. и сопоставление с фактом. Модуль процента отклонения прогноза от факта теплопотерь на 2012 и 2013 гг. составил менее 2% [6, с. 81].

Прогноз теплопотерь для системы централизованного теплоснабжения от котельной кв. 10-11 по ул. О. Кошевого на 2014 г. в зависимости от возможной средней температуры отопительного периода представлен в таблице 2. Диапазон температуры выбран от -1 до $-6,9$ °C. Выбор именно данного диапазона объясняется нахождением самого высокого значения средней температуры отопительного периода за исследуемые годы и увеличением его на 1 °C и самого низкого и аналогичным его снижением.

Таблица 2

Прогноз тепловых потерь в зависимости от средней температуры отопительного периода на 2014 г.

Температура воздуха	Прогноз на 2014 г.	Температура воздуха	Прогноз на 2014 г.
-1	13909,38292	-4	17598,14249
-1,1	14032,34158	-4,1	17721,10114
-1,2	14155,30023	-4,2	17844,05979
-1,3	14278,25888	-4,3	17967,01844
-1,4	14401,21753	-4,4	18089,9771
-1,5	14524,17618	-4,5	18212,93575
-1,6	14647,13484	-4,6	18335,8944
-1,7	14770,09349	-4,7	18458,85305
-1,8	14893,05214	-4,8	18581,8117
-1,9	15016,01079	-4,9	18704,77036
-2	15138,96944	-5	18827,72901
-2,1	15261,9281	-5,1	18950,68766
-2,2	15384,88675	-5,2	19073,64631
-2,3	15507,8454	-5,3	19196,60496
-2,4	15630,80405	-5,4	19319,56362
-2,5	15753,76271	-5,5	19442,52227
-2,6	15876,72136	-5,6	19565,48092
-2,7	15999,68001	-5,7	19688,43957
-2,8	16122,63866	-5,8	19811,39822
-2,9	16245,59731	-5,9	19934,35688
-3	16368,55597	-6	20057,31553
-3,1	16491,51462	-6,1	20180,27418
-3,2	16614,47327	-6,2	20303,23283
-3,4	16860,39057	-6,4	20549,15014
-3,5	16983,34923	-6,5	20672,10879
-3,6	17106,30788	-6,6	20795,06744
-3,7	17229,26653	-6,7	20918,02609
-3,8	17352,22518	-6,8	21040,98475
-3,9	17475,18383	-6,9	21163,9434

В целях улучшения процесса прогнозирования посредством упрощения расчетов по составлению прогноза была разработана электронная таблица в программе Microsoft Excel. Пример расчета прогнозного значения теплотерь для системы теплоснабжения от котельной кв. 10-11 по ул. О. Кошевого на 2014 г. с использованием данной таблицы представлен на рисунке 3.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1		Исходные данные				Расчеты			
2	Показатель	2011	2012	2013	2014	2011	2012	2013	Прогноз 2014
3	Потери тепловой энергии, Гкал	18298,8	18624	15430,2					
4	Отпуск тепловой энергии, Гкал	55428	52245	49194	47097	15548,43371	16788,87028	14772,45456	15703,25285
5	Диаметр трубопровода, м	0,122	0,122	0,122	0,122	18298,8	18624	15430,2	17451
6	Средняя температура отопительного периода, °С	-4,7	-5,3	-2,1	-3,7	14405,4383	13001,66038	27186,54286	18197,88051
7	Протяженность тепловой сети, м	14247,2	14233,2	14247,2	14335,2	18411,82532	18757,46598	15525,50698	17564,93276
8	Среднее значение без учета температуры					17419,68634	18056,77876	15242,72051	16906,3952
9						Итоговое значение теплопотерь			17229,26653

Рис. 3 Пример расчета фактических тепловых потерь с использованием электронной таблицы в программе Microsoft Excel.

Таким образом, существующие в настоящее время методики определения фактических тепловых потерь в закрытых системах теплоснабжения не позволяют осуществлять качественное прогнозирование. Предлагаемая методика позволит увеличить точность прогноза, а графическая модель процесса прогнозирования обеспечит регламентацию деятельности персонала в данной сфере.

ЛИТЕРАТУРА

1. РД 34.09.255-97. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.rosteplo.ru/Npb_files/npb_shablon.php?id=136. – Загл. с экрана.
2. Свод правил по проектированию и строительству СП 41-103-2000 «Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов» (одобрен постановлением Госстроя РФ от 16 августа 2000 г. N 81). – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.stscom.ru/gost/06.pdf>. – Загл. с экрана.
3. Методика расчета фактических теплопотерь в трубопроводе. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=396. – Загл. с экрана.
4. МДК 4-05.2004. Методика определения потребности в топливе, электрической энергии и воде при производстве и передаче тепловой энергии и теплоносителей в системах коммунального теплоснабжения. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://stroyoffis.ru/mdk_metodicesk/mdk_4_05_2004/mdk_4_05_2004.php. – Загл. с экрана.
5. Методика определения фактических потерь тепловой энергии через тепловую изоляцию трубопроводов водяных тепловых сетей систем централизованного теплоснабжения. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/45/45855/index.php. – Загл. с экрана.
6. Цыцарева Е. И., Мельникова М. Б., Чарышкин В. В. Прогнозирование фактических тепловых потерь в закрытой системе теплоснабжения // Тенденции развития технических наук: сб. ст. Междунар. научно-практич. конф. – Уфа: Азтерна, 2014. – С. 79-82.