
ОВОЩЕВОДСТВО

Известия ТСХА, выпуск 3, 1994 год

УДК 631.544.41:631.172

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕПЛИЦЫ ПРИ КАШИРСКОЙ ГРЭС

В.В. КЛИМОВ

(Кафедра овощеводства)

Рассматриваются результаты исследований энергопотребления в опытно-промышленной теплице с воздушным отоплением, где используются вторичные энергоресурсы Каширской ГРЭС.

Приводятся данные об удельных затратах тепловой и электрической энергий при распределении теплого воздуха с помощью верхних и нижних воздуховодов, а также зависимости коэффициента теплопередачи от схем распределения воздуха, температуры теплоносителя и параметров наружного воздуха.

Данные исследований могут быть использованы при проектировании и технико-экономическом обосновании строительства теплиц с отоплением на низкопотенциальных вторичных энергоресурсах.

Тепличное овощеводство является одной из самых энергоемких отраслей сельскохозяйственного производства. Достаточно сказать, что на выращивание 1 кг овощей необходимо затратить 5—10 кг условного топлива, а на обогрев 1 га зимних теплиц в условиях Центрально-го района расходуется от 1,5 до

2,0 млн м³ природного газа в год. Поэтому остается остро актуальным поиск возможностей наиболее эффективного использования энергии в теплицах. В какой-то мере решению данной проблемы может способствовать преимущественное использование централизованной теплофикации тепличных комплексов

на базе ТЭЦ, КЭС и АЭС, а также более широкое применение геотермальных и вторичных энергоресурсов.

Особенно ощутимого снижения потребления органического топлива можно достичь за счет применения низкопотенциального сбросного тепла конденсационных ТЭЦ и АЭС. Одним из технических решений в этом случае является воздушно-калириферный способ отопления, основанный на применении теплообменной аппаратуры с более развитой поверхностью по сравнению с используемой при обогреве обычных помещений. При этом способе в теплицах возрастают также объемы рециркуляционного воздуха и скорости движения его в зоне растений.

Экспериментальные исследования на моделях и в теплицах небольшой площади не давали окончательного ответа на вопрос о возможности использования в тепличном овощеводстве сбросного тепла низкого потенциала. Необходим был крупномасштабный эксперимент на опытно-промышленной установке. В 1983 г. была построена первая очередь опытно-промышленной теплицы при Каширской ГРЭС площадью 4000 м² с воздушно-конвективным обогревом. В 1984—1988 гг. здесь проводились экспериментальные работы, посвященные изучению динамики энергопотребления и определению коэффициента теплопередачи при различных схемах распределения воздуха с целью выбора оптимального конструктивного решения системы воздушного обогрева теплиц с использованием низкопотенциальных энергоресурсов.

Технические характеристики теплицы

Теплица блочного типа 102,4×39 м с воздушным отоплением построена из специальных стальных оцинкованных профилей антрацитового завода сборных конструкций теплиц. Она состоит из 4 отделений по 1000 м² каждое.

Отопление теплицы, соединительного коридора и бытового корпуса осуществляется от тепловых сетей промплощадки Каширской ГРЭС. Температура высокопотенциального теплоносителя 130—70 °C. Воздушно-отопительные агрегаты работают на обратной сетевой воде с расчетной температурой 70—50 °C.

В бытовых помещениях тепло расходуется: на отопление — 75,9 кВт; вентиляцию — 104,1; горячее водоснабжение — 116,3; полив растений — 176,7 кВт. Отопление коридора площадью 652,8 м² осуществляется регистрами из гладких стальных труб, расчетная мощность системы — 465,1 кВт. В теплице смонтированы 3 системы обогрева: подпочвенный, подлотковый и воздушно-калириферный. Суммарная тепловая мощность систем отопления составляет 2815,1 кВт, в том числе 102,3 кВт — теплоотдача магистральных трубопроводов. Для подпочвенного обогрева использованы полиэтиленовые трубы диаметром 32 мм, расчетная мощность 154,6 кВт. Мощность подлоткового обогрева — 232 кВт, производительность воздушно-отопительных агрегатов при температуре теплоносителя — 35—25 кВт.

Воздушно-отопительные агрегаты расположены в 4 пристройках объемом 1540 м³. Каждый из них со-

стоит из 2 наклонных оребренных алюминиевых поверхностей теплообмена и 5 вентиляторов. Расчетная тепловая мощность теплообменника при температуре воды 35 °С и расходе 50 т/ч 581,5 кВт. Подача воздуха одним вентилятором 45000 м³/ч, статический напор 15 мм вод. ст., мощность электропривода 5,5 кВт, суммарная производительность каждого агрегата по воздуху 225 000 м³/ч, потребляемая электрическая мощность 27,5 кВт.

Рабочее давление воды в теплообменных аппаратах 2,5 МПа, в обратной тепловой магистрали ГРЭС — 5—8 МПа. В связи с невозможностью прямого включения теплообменников в обратную магистраль после них установлены циркуляционные насосы типа Д 300-50 (рабочий и резервный). Они создают необходимое разрежение после теплообменников, в результате чего последние работают при давлении 1—2 МПа. Насосы обеспечивают также возврат отработанного теплоносителя в обратную магистраль ГРЭС. Между точками забора и возврата воды из обратной сетевой магистрали никакой запорной арматуры не установлено, что практически исключает влияние теплицы на гидравлический режим тепловых сетей ГРЭС. Привод насосов осуществляется электродвигателями МО-200Л: мощность — 45 кВт, $n = 1470$ об/м, $\eta = 0,93$, $\cos \varphi = 0,93$, $J_{\text{ном}} = 82$ А.

Теплица с воздушным обогревом разделена пленочными перегородками на 4 отсека площадью 1000 м² каждый. В 1-м из них для циркуляции теплого воздуха имеется 4 перфорированных пленочных воздуховода диаметром 800 мм, расположенных

в подкровельном пространстве каждой секции. Расчет воздуховодов произведен в соответствии с методическими указаниями Гипронисельпрома и АФИ [1, 2].

Во 2-м и 4-м отсеках идет прямая подача теплого воздуха из тепловых пунктов в центральные секции, а по двум крайним — теплый воздух возвращается обратно. Во 2-м отсеке в период испытаний расчетная температура воды в теплообменниках поддерживалась на уровне 35 °С в 1986 г. и 60,6 ° С в 1987 г. за счет дополнительного рециркуляционного насоса, установленного в тепловом пункте. В 4-м отсеке в теплообменник подавалась обратная сетевая вода от Каширской ГРЭС. В 3-м отсеке испытывали систему подачи теплого воздуха по воздуховодам, расположенным в зоне растений.

Методика

Для оценки режимов отопительного оборудования и затрат тепловой и электрической энергии была принята следующая методика. Суммарный расход электроэнергии измерялся счетчиками на подстанции, расход энергии вентиляторами — электрическими счетчиками по каждому тепловому пункту. Расход энергии циркуляционными насосами определяли по числу часов работы и периодическому контролю нагрузки.

Общий расход высокопотенциального и низкопотенциального тепла рассчитывали по регистрируемым с помощью самопищущих приборов расходам и перепадам температур. При подсчете затрат высокопотенциального тепла по отдельным системам использовали коэффициент

участия системы в общем расходе тепла:

$$K_i = \frac{P_i T_i}{P_{\text{ср}} T_i}, \quad (1)$$

где P_i — мощность системы, кВт; T_i — расчетное время работы системы в сутки, ч.

Расчетное время работы систем отопления бытового корпуса, соединительного коридора и подлоткового обогрева в теплице 24 ч, системы горячего водоснабжения — 8 ч, системы подогрева поливной воды — 0,67 ч. Коэффициенты участия отдельных систем в общем теплопотреблении составили: отопление бытового корпуса — 0,093, горячее водоснабжение — 0,047, подогрев поливной воды — 0,006, отопление соединительного коридора — 0,569, подлотковый обогрев — 0,285.

Расход низкоконтактного тепла по каждой системе распределения воздуха устанавливали аналогичным образом — с использованием коэффициентов участия системы, определяемых по расчетной мощности и расходу электрической энергии на привод вентиляторов.

Предварительные испытания теплообменников на теплоносителе с температурой 35 и 60 °С дали следующие результаты: производительность при работе на верхние воздуховоды и температуре 60 °С (1-й вариант) — 179,8 кВт (39,29 МДж/кВт·ч) — при работе 3 вентиляторов; при прямом наддуве и теплоносителе 35 °С (2-й вариант) — 115 кВт (25,09 МДж/кВт·ч); при работе на нижние воздуховоды (3-й вариант) — 168 кВт (36,65 МДж/кВт·ч); при прямом наддуве и температуре 60 °С (4-й вариант) — 352,8 кВт (76,97 МДж/кВт·ч).

Для определения доли расходов тепла вначале нужно получить среднюю расчетную теплопроизводительность по низкоконтактальным потребителям:

$$q_{\text{ср}} = \frac{\sum q_i W_i}{\sum W_i}, \text{ МДж/кВт·ч}, \quad (2)$$

где q_i — расчетная производительность каждой системы отопления, МДж/кВт·ч; W_i — расход электроэнергии по каждой системе, кВт·ч.

Затем рассчитывается коэффициент участия каждой системы в общем расходе тепла:

$$K_i = \frac{q_i W_i}{\sum W_i q_{\text{ср}}}. \quad (3)$$

Удельные расходы тепла и коэффициенты теплопередачи для каждой системы воздухораспределения определяли за каждые сутки периода измерений. При этом использовали следующие показатели: температуру воздуха в каждом отделении, которую регистрировали при помощи недельных термографов; температуру наружного воздуха — по данным Каширской метеостанции; проникающую солнечную радиацию — по показаниям пираниметров М-80 и интеграторов Х 603.

Удельный расход $q_{\text{уд}}$ (Вт/м²) рассчитывали по формуле

$$q_{\text{уд}} = (Q_{\text{пп}} - Q_{\text{пп}} + Q_{\text{подл}} + Q_p) 11,6 K_i, \quad (4)$$

где $Q_{\text{пп}}$ — суточный расход низкоконтактного тепла, ГДж;

$Q_{\text{пп}}$ — потери тепла в тепловых пунктах, ГДж; $Q_{\text{подл}}$ — суточное потребление тепла системой подлоткового обогрева, ГДж;

Q_p — проникающая в теплицу за сутки солнечная радиация, ГДж;

K_i — доля расхода тепла каждой системой воздухораспределения.

Значения коэффициентов теплоизменения K_{mi} получали из выражения

$$K_T = \frac{q_{ud}}{t_{bh} - t_h},$$

$$K_{mi} = \frac{q_i}{t_{hi} - t_h}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}, \quad (5)$$

где t_{bh} — температура воздуха по каждой системе воздухораспределения; t_h — температура наружного воздуха.

Теплопотери в тепловых пунктах определяли по данным о температурах воздуха на входе и выходе из каждого теплового пункта, фиксируемых регистрирующими приборами (мостом КСМ4 и недельными термографами), и о средней скорости воздуха, подаваемого в теплицу при работе вентиляторов, на основании показателей термоанемометра ЭА-2М.

Полную нагрузку в каждом тепловом пункте Q_{mi} (МДж) рассчитывали по формуле

$$Q_{tp} = \frac{V_{cp, bc} S_{bc} + V_{cp, h} S_h}{2} \gamma_b C_b \Delta t_{cp} T_b 10^{-3}, \quad (6)$$

где $V_{cp, bc}$ и $V_{cp, h}$ — средняя скорость движения воздуха соответственно на стороне всасывания; S_{bc} , S_h — суммарная площадь сечений всасывания и нагнетания, м^2 ; γ_b — плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; C_b — теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{град}$; Δt_{cp} — средний перепад температур воздуха на стороне нагнетания и всасывания, град; T_b — время работы вентиляторов за расчетный период, с.

Результаты

Определение затрат тепловой и электрической энергии. Отопительное оборудование теплицы начало функционировать в рабочем режиме с октября 1984 г. За 3 мес расход низкопотенциального тепла соста-

вил 3948,61 МДж/м², высокопотенциального (подпотковый обогрев) — 72,47 МДж/м²; затраты электрической энергии на перекачку теплоносителя — 19,68 кВт·ч/м², на привод вентиляторов — 16,68 кВт·ч/м². Температура обратной сетевой воды 64,2 °С, высокопотенциального теплоносителя — 81,4 °С, средний расход обратной сетевой воды 165 м³/ч (41,25 л/ч·м²).

Энергетические затраты по теплице за 1985—1987 гг. приведены в табл. 1.

Следует отметить, что в 1984 г. и в первой половине 1985 г. расход низкопотенциального теплоносителя был слишком велик, что приводило к перерасходу тепловой энергии в связи с высокими температурами воздуха, подаваемого в теплицу. Летом 1985 г. расход теплоносителя был снижен до 112 м³/ч (28 л/ч·м²), а с октября 1986 г. — до 80 м³/ч (20 л/ч·м²). Это привело, во-первых, к снижению расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя, а во-вторых, к сокращению общего расхода тепловой энергии, которое было особенно значительным в 1985 г. (на 21,5 %) при снижении расхода теплоносителя со 165 до 112 м³/ч и в 1986 г. (на 18,6 %). Последующее изменение расхода (до 80 м³/ч) уже практически не повлияло на потребление энергии (1 %).

Определение потерь энергии в тепловых пунктах. Анализ экспериментальных данных за 1985—1987 гг. позволил установить, что за период изменений в каждом году (январь — апрель, октябрь — декабрь) средние теплопотери в тепловых пунктах составили 12,9 % общего расхода низкопотенциального тепла (табл. 2).

Таблица 1

**Затраты тепловой и электрической энергии
в опытно-промышленной теплице за 1985—1987 гг.**

Показатель	1985 г.	1986 г.	1987 г.
Расход тепла, МДж/м ² :			
низкопотенциального теплоносителя	9512,9	7605,7	7398,1
системой подлотового обогрева	328,6	324,0	344,2
суммарный	9841,5	7929,7	7742,3
Проникающая солнечная радиация, МДж/м ²	1146,3	1204,8	1193,6
Температура °С:			
высокопотенциального теплоносителя	82,7	80,1	83,0
обратной сетевой воды	62,1	58,2	67,5
воздуха в теплице	17,9	18,4	17,1
наружного воздуха	-1,0	-0,3	-1,3
Расход электроэнергии, кВтч/м ² :			
насосами	51,58	48,89	42,3
вентиляторами	48,58	43,57	41,2
системой дополнительного облучения	12,74	19,66	17,8
суммарный	112,9	112,1	101,3
Удельный расход тепла, МДж/м ² ·град	520,7	424,0	420,8

Таблица 2

Потери тепла в тепловых пунктах

Показатель	1985 г.	1986 г.	1987 г.
Тепловые потери:			
всего, ГДж	4051,2	3933,8	4009,6
на 1 м ² площади теплицы, МДж	1012,8	983,4	1002,4
Доля потерь в общем расходе низкопотенциального тепла, %	11,3	13,6	13,8
Разница температур теплоносителя и наружного воздуха, °С	70,2	63,3	77,1
Среднесуточные тепловые потери, ГДж/сут	18,65	15,35	16,80
Удельные среднесуточные тепловые потери, отнесенные к перепаду температур, МДж/сут·град	262,2	236,9	240,3

Статистическая обработка полученных данных показала, что между среднесуточными тепловыми потерями и перепадом температур низкотемпературного теплоносителя и наружного воздуха существует тесная зависимость, выражаемая следующим уровнем регрессии (при коэффициенте корреляции 0,97):

$$Q_m = -8,68 + 0,37(t_1 - t_{\text{нв}}) \pm 1,64, \quad (7)$$

где Q_m — среднесуточные теплопотери тепловых пунктов, ГДж/сут; t_1 — температура обратной сетевой воды, °C; $t_{\text{нв}}$ — температура наружного воздуха, °C.

Определение коэффициентов теплопередачи для различных систем воздухораспределения. Характеристики теплицы с прямым выпуском воздуха при расчетной температуре теплоносителя 35 °C

снимались с 21 ноября по 5 декабря 1986 г. Результаты испытаний представлены в табл. 3.

Статистический анализ результатов испытаний позволил установить следующую зависимость коэффициента теплопередачи от перепада температур внутреннего и наружного воздуха (Δt), температуры теплоносителя (t_1), скорости ветра (V):

$$K = -0,55 + 0,15\Delta t + 0,07t_1 + 0,59V \pm 0,97. \quad (8)$$

Коэффициент корреляции равен 0,98, коэффициенты отдельного определения — 0,37, 0,03 и 0,64.

Диапазон изменения внутренней температуры воздуха в теплице за период испытаний 14,3...17,4 °C, наружного воздуха — -11,2...1,8 °C, теплоносителя — 30...36 °C, скорости ветра — 3—9 м/с.

Т а б л и ц а 3

Значения коэффициентов теплопередачи при прямом выпуске воздуха

Дата	$t_{\text{нв}}$, град.	t_1 , °C	Δt , °C	V, м/с	t_1 , °C	$q_{\text{нв}}$, Вт/м²	K, Вт/м²·град
21.11	16,3	-1,9	18,2	7	31	159,2	8,7
22.11	17,4	-0,7	18,1	6	30,5	148,1	8,2
23.11	17,2	-4,8	22,0	7	30	203,9	9,3
24.11	16,8	-11,2	28,0	6	32,5	274,7	9,8
25.11	16,4	-10,7	27,1	7	30	275,3	10,2
26.11	15,8	-8,4	24,2	6	35	224,8	9,3
27.11	16,1	-2,0	18,1	6	36	158,7	8,8
28.11	14,3	-2,1	16,4	3	31	99,4	6,1
29.11	15,4	0,2	15,2	4	34	98,3	6,5
30.11	16,7	1,8	13,9	4	36	98,8	7,1
1.12	17,0	-0,7	17,7	6	32	142,8	8,1
2.12	17,1	1,0	16,1	8	36	148,0	9,1
3.12	15,8	-3,0	18,8	9	30	189,1	10,1
4.12	15,3	-0,1	15,4	7	35	136,9	8,9
5.12	15,4	0,7	14,7	7	36	122,9	8,4
Средние	16,2	-2,63	18,93	6,2	33,0	162,0	8,6

Тепловые характеристики теплицы при различных схемах распределения воздуха снимались с 1 января по 28 февраля 1987 г., причем рециркуляционный насос на 2-м теплообменнике работал 12 ч в сутки. Вследствие этого расчетная температура теплоносителя в среднем за период испытаний составила не 35, а 60,58 °C. Удельная выработка тепловой энергии на 1 кВт·ч, затрачиваемый на привод вентиляторов, также увеличилась и была равна 51,03 МДж/кВт·ч, а не 25,09.

Рассчитанные по формуле (3) коэффициенты участия каждой системы воздухораспределения в общей тепловой нагрузке позволили получить следующие результаты: в 1-м варианте (верхние воздуховоды) — 0,222; во 2-м (прямой выпуск, $t_1 = 60,58$) — 0,272; в 3-м (нижние воздуховоды) — 0,200; в 4-м (прямой выпуск, $t_1 = 77,73$) — 0,306.

Диапазон изменения температур воздуха в теплице за период наблюдений составил 15,1...20,0, наружного воздуха 31,1...—0,4 °C, скорости ветра 1—9 м/с. Температура теплоносителя в 1,3 и 4-м вариантах изменялась в диапазоне 64,0...86,7 °C, во 2-м — 55,0...68,6 °C.

Зависимость коэффициентов теплопередачи от перепада температур воздуха (Δt), температуры теплоносителя (t_1) и скорости ветра (V) выражается для вариантов воздухораспределения следующими уравнениями регрессии:

$$K_1 = 1,17 + 0,09\Delta t + 0,04t_1 + 0,44V \pm 0,58; \quad (9)$$

$$K_2 = 4,93 + 0,12\Delta t + 0,02t_1 + 0,52V \pm 0,84; \quad (10)$$

$$K_3 = 1,15 + 0,10\Delta t + 0,03t_1 + 0,41V \pm 0,50; \quad (11)$$

$$K_4 = 1,44 + 0,14\Delta t + 0,05t_1 + 0,63V \pm 0,79. \quad (12)$$

Средний коэффициент теплопередачи по теплице составил

$$K_{\varphi} = 1,62 + 0,12\Delta t_{\varphi} + 0,04t_1 + 0,52V \pm 0,63. \quad (13)$$

Коэффициенты корреляции были равны 0,88; 0,83; 0,90; 0,89; 0,90. Коэффициенты отдельного определения — 0,36; 0,12; 0,31; 0,34; 0,03; 0,32; - 0,41; 0,10; 0,31; - 0,37; 0,10; 0,32; - 0,40; 0,93; 0,31.

При статистической обработке результатов всех исследований по прямому выпуску воздуха в широком диапазоне температур теплоносителя получена следующая регрессионная зависимость коэффициента теплопередачи:

$$K = 0,04 + 0,13\Delta t + 0,08t_1 + 0,57V \pm 0,60. \quad (14)$$

Коэффициент корреляции 0,97, коэффициент отдельного определения 0,40; 0,60; 0,06.

С целью сравнения полученных результатов с действующими нормативами [4] нами были рассчитаны коэффициенты теплопередачи при различных системах отопления для расчетных суток и отопительного периода в условиях Центрального района. Значения коэффициентов по Каширской ОПТ сравнивали с полученными в 1991 г. показателями экспериментальной теплицы, имеющей аналогичные воздушные системы отопления (Овощная опытная станция Тимирязевской академии).

Расчет был проведен для условий: температура наружного воздуха расчетных суток 32,0 °C, скорость ветра 4,9 м/с, температура воздуха в теплице 15 °C; температура наружного воздуха за отопительный период 3,7 °C, скорость ветра 3,83 м/с, температура воздуха в теплице 22 °C.

Из табл. 4 видно, что в Каширской ОПТ коэффициенты теплопередачи выше, чем в контроле, при всех вариантах воздухораспределения. Они также существенно выше, чем в экспериментальной теплице, что говорит о худшей герметизации опытно-промышленной теплицы и больших инфильтрационных потерях.

Расчеты показывают, что ухудш-

ение герметизации опытно-промышленной теплицы в варианте с воздуховодами приводит к повышению коэффициента теплопередачи на 7,4 и 7,8 %. При прямом выпуске воздуха и соответственно больших аэродинамических напорах воздуха коэффициент теплопередачи возрастает на 12—15,1 % при температуре теплоносителя 35 °С и на

Таблица 4

Расчетные значения коэффициентов теплопередачи в теплице с различными системами отопления для условий Москвы

Вариант	За расчетные сутки		За отопительный период	
	Вт/м ² ·град	%	Вт/м ² ·град	%
Блочная теплица с водотрубной системой отопления	8,87	100	6,39	100
Каширская ОПТ:				
верхние воздуховоды	9,30	104,8	6,83	106,9
прямой выпуск (t_1 , 35 °С)	11,86	133,7	8,46	132,4
нижние воздуховоды	9,11	102,7	6,51	101,9
прямой выпуск (t_1 , 65 °С)	14,38	162,1	10,98	171,8
Экспериментальная теплица:				
верхние воздуховоды	8,63	97,3	6,36	99,5
прямой выпуск (t_1 , 35 °С)	10,59	119,4	7,35	115,0

35,8—49,4 % при температуре теплоносителя 65 °С.

Определение удельных расходов тепловой и электрической энергии при различных схемах воздухораспределения и температурах теплоносителя. Удельные расчетные расходы тепловой энергии по теплице за отопительный сезон определяли при средней температуре воздуха в теплице и наружного соответственно 22 и 3,7 °С, суммарной солнечной радиации 2016,4 МДж/м², коэффициенте проницаемости 0,65 (табл. 5). При этих условиях расчетная формула имела вид:

$$q_{\text{рас}} = 754,90K - 1310,66 \text{ МДж/м}^2. \quad (15)$$

Расчетный удельный расход теп-

ла для типовой блочной теплицы равен 3513,5 МДж/м².

Для расчета удельных расходов электрической энергии на привод вентиляторов предварительно были определены характеристики удельной выработки тепловой энергии на 1 кВт·ч электрической энергии, затрачиваемой при работе вентиляторов (табл. 5).

Экспериментальные исследования дали следующие результаты:

$$— \text{для верхних воздуховодов } q_v = 14,27 \times 1,03^{11}; \quad (16)$$

$$— \text{для нижних воздуховодов } q_n = 7,64 \times 1,04^{11}; \quad (17)$$

$$— \text{для прямого выпуска } q_{\text{пп}} = 20,91 \cdot 1,04^{11}. \quad (18)$$

Таблица 5

Удельные расходы тепла и удельная выработка тепловой энергии на 1 кВт·ч, затраченный на привод вентиляторов, при разных схемах воздухораспределения и температурах теплоносителя

Вариант воздухораспределения	Температура теплоносителя, °C			
	35	50	65	80
Удельные расходы тепла, МДж/м ²				
Верхние воздуховоды	3845,7	4551,6	4849,8	5355,7
Нижние "	3611,7	3996,7	4374,2	4759,2
Прямой выпуск	5076,3	6027,6	6978,8	7922,5
Удельная выработка тепловой энергии				
Верхние воздуховоды	40,6	63,5	99,3	155,4
Нижние "	26,8	45,9	78,5	134,4
Прямой выпуск	76,1	132,4	230,3	400,6

Значения полученных коэффициентов корреляции соответственно по вариантам следующие: 0,85, 0,89 и 0,96.

Определив расчетные удельные расходы тепловой энергии на обогрев теплицы и удельную выработку тепловой энергии на 1 кВт·ч электрической энергии, легко получить удельный расход электроэнергии, разделив первые показатели на вторые (табл. 6).

Таблица 6

Удельные затраты электроэнергии (МДж/м²) на привод вентиляторов при разных схемах воздухораспределения и температурах теплоносителя

Вариант воздухо-распределения	Температура теплоносителя, °C			
	35	50	65	80
Верхние воздуховоды	94,8	68,5	48,8	34,4
Нижние воздуховоды	134,9	87,1	55,7	35,4
Прямой выпуск	66,7	45,5	30,3	19,8

Выводы

1. Потери тепла в тепловых пунктах опытно-промышленной теплицы за 1985—1987 гг. составили 12,9 % общего расхода низкопотенциального тепла.

2. Зависимость коэффициентов теплопередачи от перепада температур, скорости ветра и температуры теплоносителя при различных схемах воздухораспределения представляется следующими уравнениями регрессии:

— для верхних воздуховодов

$$K = 1,17 + 0,09\Delta t + 0,04t_1 + 0,44V \pm 0,58;$$

— для нижних воздуховодов

$$K = 1,15 + 0,10\Delta t + 0,03t_1 + 0,41V \pm 0,50;$$

— для прямого выпуска

$$K = -0,04 + 0,13\Delta t + 0,08t_1 + 0,57V \pm 0,60.$$

3. Коэффициенты теплопередачи в опытно-промышленной теплице выше, чем в экспериментальной, на 7,4—7,8 % в варианте с воздуховодами и на 12,0—15,1 % при прямом выпуске в случае температуры теплоносителя 35 °C и

на 35,8—49,1 % при температуре теплоносителя 65 °С.

4. Удельные годовые расходы тепла в опытно-промышленной теплице выше, чем в традиционной блочной с водотрубной системой отопления, на 2,79—44,47 % в зависимости от схемы воздухораспределения при расчетной температуре теплоносителя 35 °С. При повышении последней до 65 °С удельные расходы тепла превышают контроль на 24,49—98,63 %.

5. Удельные затраты электроэнергии на привод вентиляторов в вариантах с воздуховодами составляют 94,8 кВт·ч/м² при температуре теплоносителя 35 °С и 48,8 кВт·ч/м² при 65 °С.

6. В варианте прямого выпуска воздуха удельный расход электроэнергии составляет 66,7 кВт·ч/м².

при температуре теплоносителя 35 °С и 30,3 кВт·ч/м² при температуре 65 °С.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рекомендации по расчету перфорированных воздухораспределителей из полиэтиленовой пленки для обогрева теплиц/Гипронисельпром. Орел, 1978.— 2. Куртенер Д.А., Чудновский А.Ф. Расчет и регулирование теплового режима в открытом и защищенном грунте. Л.: Гидрометиздат, 1969, с. 236—245.— 3. Руководство по теплотехническому расчету культивационных сооружений/Гипронисельпром. Орел, 1982.

Статья поступила 20 декабря
1993 г.

SUMMARY

Results of investigating power consumption in experimental industrial greenhouse with air heating where secondary energy resources of Kashirskaja hydroelectric power station are utilized are discussed in the paper. The data about specific expenditures of thermal and electric energy with distribution of warm air by means of upper and lower air pipes, as well as about dependence of heat transfer coefficient on schemes of air distribution, temperature of heat-transfert medium, and parameters of outside air are given.

The data of investigations can be used for design and as industrial and economic basis for constructing greenhouses with heating on low-potential secondary energy resources.