

Кушенов Габитхан Галымбекович

инженер-конструктор

ОАО «Астраханское центральное

конструкторское бюро»

г. Астрахань, Астраханская область

Ильин Роман Альбертович

канд. техн. наук, доцент, заведующий лабораторией

ФГБОУ ВПО «Астраханский государственный

технический университет»

г. Астрахань, Астраханская область

АНАЛИЗ ВАРИАНТА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ АДМИНИСТРАТИВНОГО ОБЪЕКТА НА БАЗЕ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Аннотация: в работе рассматриваются особенности реализации системы отопления физкультурно-оздоровительного объекта Астраханского государственного технического университета на базе теплонаносных установок, использующих низкопотенциальную энергию грунта (г. Астрахань).

Ключевые слова: теплоснабжение, теплопотери, административный объект, грунтовые тепловые насосы, АГТУ, спортивный объект.

АГТУ – крупнейший образовательный комплекс в регионе. В университете на данный момент обучается свыше 12 тыс. человек. Университет окружен жилым массивом численностью порядка 10 тыс. человек. Удовлетворить потребности занятия спортом одним имеющимся спорткомплексом рабочей площадью 1054,6 кв. м университет не в состоянии. В непосредственной близости от университета находятся образовательные учреждения, не имеющие спортивных объектов: АГУ, АИСИ, СГАП и др. Как следствие существует необходимость строительства еще одного физкультурно-оздоровительного комплекса площадью 1500 км.

Руководством университета был одобрен проект [1] строительства. Спортивного объекта, представляющий собой ангар из легких металлических конструкций. Ширина 29,5 м., длина 44,33 м., высота 12,12 м. Кровля над комплексом будет выполнена из светопрозрачных листов сотового поликарбоната, общей площадью 1475 м². Конструкция стенового ограждения будет выполнена из панелей типа «сэндвич» с эффективным утеплителем из пенополистирола, общей площадью 1061 м² и объемом ангара 13583,76 м³.

По требованиям СанПин 2.2.4.548–96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений, санитарные правила и нормы» при легком физическом труде температуру воздуха в помещении необходимо поддерживать в зависимости от времени года:

- зимой в диапазоне от 16°C до 21°C;
- весной в диапазоне от 22°C до 23°C;
- летом в диапазоне от 24°C до 26°C;
- осенью в диапазоне от 21,5°C до 23,5°C.

Целесообразность применения грунтовых тепловых насосов (ТН) должна быть определена в каждом конкретном случае на базе технико-экономического анализа с учетом наличия источника низкопотенциального тепла и принимая во внимание особенности региона их использования [1; 2].

Для эффективности и целесообразности применения ТН для нужд теплоснабжения и кондиционирования рассматриваемого спортивного сооружения в зимнее время сначала необходимо определить его теплопотери через элементы конструкции. Для расчета теплопотерь определяем по [3], расчетную зимнюю температуру наружного воздуха, –22°C. Расчет ведем по ночному периоду времени, когда нет теплопритоков от солнечной радиации и людей. С учетом ночного периода времени температуру воздуха в ангаре принимаем 16°C. Температурный набор 38°C. Плотность воздуха 1,197 кг/м³. Энталпия наружного воздуха –22,13 кДж/кг. Энталпия внутреннего воздуха 20,12 кДж/кг.

Расчеты необходимой тепловой энергии ведём в соответствии с Приказом от 6 мая 2000 г. №105 Государственного комитета Российской Федерации по

строительству и жилищно-коммунальному комитету «Об утверждении методики определения количеств тепловой энергии и теплоносителей в водяных системах коммунального теплоснабжения».

Теплопотери от солнечной радиации, людей и освещения в ночное время отсутствуют. Таким образом, суммарные теплопотери, кВт:

$$\sum Q = Q_{\text{бо}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{в}}, \quad (1)$$

$$\sum Q = 2580,4 + 198080,7 + 27251,25 = 227,9,$$

где $Q_{\text{бо}}$ – теплопотери вертикальных ограждений, $Q_{\text{к}}$ – теплопотери через кровлю, $Q_{\text{в}}$ – теплопотери вентиляционного воздуха.

Теперь рассмотрим суммарные теплопотери для летнего периода. Для расчета теплопритоков принимаем в соответствии с СП 131.13330.2011 «СНиП 23–01–2003 Строительная климатология», расчетную летнюю температуру наружного воздуха 33°C, температура в ангаре 26°C, температурный напор 9°C.

Так как ограждающие стены не прозрачны и не пропускают солнечное излучение, то приток энергии от солнечного излучения считаем только по кровле, выполненной из светопрозрачных листов сотового поликарбоната. Будем считать, что коэффициент затемнения сотового поликарбоната 80%, то есть $\tau = 0,8$. Данные по удельным теплопритокам для 46° широты из источника [4]. Теплопритоков от работающих электродвигателей нет, ввиду их отсутствия. Теплопритоками от освещения пренебрегаем.

Суммарные теплопритоки, кВт:

$$\sum Q = Q_{\text{бо}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{с}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{д}}, \quad (2)$$

$$\sum Q = 0,54 + 36,971 + 259,6 + 5,06 + 17,5 + 3,9231 = 323,59,$$

где $Q_{\text{бо}}$ – теплопритоки вертикальных ограждений, $Q_{\text{к}}$ – теплопритоки через кровлю, $Q_{\text{с}}$ – теплопритоки от солнечной радиации, $Q_{\text{в}}$ – теплопритоки вентиляционного воздуха, $Q_{\text{л}}$ – теплопритоки от пребывания людей, $Q_{\text{д}}$ – теплопритоки от открывания двери.

Для создания универсальной и полностью задействованной, в любое время года, системы теплообменных аппаратов ангара, необходимо подобрать тепло-

передающую поверхность и температуры теплоносителей так, чтобы они поддерживали температурный режим в ангаре, как в отопительный, так и в охладительный период работы. Известно, что использующийся в данной установке теплоноситель – воду, нельзя охлаждать ниже 4°C, иначе она замерзнет в испарителе теплового насоса. Поэтому для подбора универсального оборудования нужно найти необходимую теплопередающую поверхность, а затем по известной площади теплообменных аппаратов вычислить температуру теплоносителя в отопительный период методом приближений. Расчет теплообменных аппаратов сведен в табл. 1.

Таблица 1

Расчет теплообменных аппаратов

№	Критерий	Формула	Единицы измерений	Летний период	Зимний период
1	Расчет теплообменных аппаратов в охладительный период	$G_{ш} = \frac{Q}{C_{ш} \cdot \Delta t_{ш}}$	[кг/с]	12,85	5,46
2	Коэффициент теплопередачи	$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \xi \cdot a} + \frac{1}{\alpha_a} + b}$	[Вт/м ² К]	0,64	3,54
3	Число Рейнольдса	$Re = \frac{4G_{ш}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot \mu}$		341957,2	395072,4
4	Число Нурсельта	$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$		1553,9	1072,212
5	Коэффициент внутренней теплоотдачи	$\alpha_a = Nu \frac{\lambda}{d_{вн}}$	[Вт/м ² К]	27028,4	20859,2
6	Коэффициент наружной теплопередачи	$\alpha_n = \alpha_n + \alpha_p \Psi$	[Вт/м ² К]		4,74
7	Конвективный коэффициент теплоотдачи	$\alpha_n = 2,362 \cdot \Theta^{0,25}$	[°C]		4,589
8	Температурный коэффициент напора	$\Theta = t_e - t_n$	[°C]		14,25
9	Обобщающая температура	$t_n = t_{ш} + 0,25(t_e - t_{ш})$	[°C]		11,75

10	Коэффициент радиационной теплоотдачи	$\alpha_p = 5,7 \cdot \left[\left(\frac{T_B}{100} \right)^4 \cdot \left(\frac{T_H}{100} \right)^4 \right]$	[Вт/м ² К]	5,67	
11	Коэффициент облученности для батарей из оребренных труб	$\Psi = \Psi_1 + \Psi_2$		0,026	
12	Коэффициент облученности отдельной ребристой трубы	$\Psi_1 = 0,34 \frac{S_p}{d_{\text{нап}}} + 0,414 - 0,089 \frac{D}{d_{\text{нап}}}$		0,307	
13	Поправка на влияние соседних рядов труб	$\Psi_2 = 0,06 \frac{S_t}{D}$		0,085	
14	Степень оребрения труб с навивными ребрами	$B_H = \frac{2 \cdot D \cdot h_p}{S_p \cdot d_{\text{нап}}}$		14,48	
15	Степень оребрения, относящая к внутренней поверхности трубы	$B_{BH} = B_H \frac{d_H}{d_{BH}}$		16,68	
16	Коэффициент эффективности ребра	$E_p = \operatorname{th} X/X$		0,902	
17	Коэффициент оребрения	$a = B_{BH} \cdot \frac{2 \left(D^2/4 + d_H^2/4 \right)}{S_p \cdot d_{BH} \cdot (1-E_p)}$		15,47	
18	Сопротивление теплоотдачи трубы	$b = \frac{d_{BH}(d_H - d_{BH})}{\lambda_m(d_H + d_{BH})}$	[м ² К/Вт]	$4,65 \cdot 10^{-5}$	
19	Общая площадь внутренней теплопередающей поверхности	$F_{BH} = \frac{Q}{(K(t_B - t_{III}))}$	[м ²]	233,718	
20	Площадь наружной поверхности	$F_{\text{нап}} = F_{BH} \cdot B_{BH}$	[м ²]	3898,42	6438
21	Площадь наружной поверхности одного погонного метра трубы	$F_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot D \cdot h_p}{S_p}$	[м ² /м]	1,729	
22	Необходимая длина труб	$l = \frac{F_{\text{нап}}}{F_0}$	[м]	2254,73	

Таким образом, для эффективного и целесообразного применения ТН в системе теплоснабжения и кондиционирования были рассчитаны суммарные теплопотери через элементы конструкции, для зимнего периода 227,9 кВт и суммарные теплопритоки для летнего периода 323,59 кВт. Для универсальности и полноты воздействия системы теплообменных аппаратов ангара подобрали теплопередающую поверхность так, чтобы они поддерживали температурный режим, как в отопительный, так и в охладительный период работы.

Список литературы

1. Петин Ю.М. Новое поколение тепловых насосов для целей теплоснабжения и эффективность их использования в России. – Перспективы энергетики. – 2004. – Т. 8. – С. 27–38.
2. Ильин Р.А. Эффективность децентрализованного теплоснабжения на базе грунтового теплового насоса / Р.А. Ильин, Р.А. Амерханов // Изв. высш. уч. зав. Сев.-Кав. регион. Серия: Технические науки. – 2014. – №1. – С. 26–30.
3. Методика осуществления коммерческого учета тепловой энергии, теплоносителя: постановления Правительства Российской Федерации от 18 ноября 2013 г. №1034 // Собрание законодательства Российской Федерации. – 2013. – №47. – Ст. 6114.
4. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: ВО «Агропромиздат», 1988. – 225 с.