

УДК 66.067.1.621.72

### МЕТОД РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ В СИСТЕМЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА

**Е.И. Трушляков, к.т.н., профессор, А.Н. Радченко, к.т.н., доц., А.А. Зубарев, ст. преподаватель, В.С. Ткаченко, аспирант,**

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина  
nirad50@gmail.com

**Аннотация.** Предложен метод распределения составляющих тепловой нагрузки системы кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) с учетом текущих климатических условий эксплуатации, который базируется на гипотезе разложения текущих переменных тепловых нагрузок на относительно стабильную составляющую как базовую для выбора установленной (проектной) холодопроизводительности холодильной машины, работающей на номинальном или близких ему режимах, и нестабильную тепловую нагрузку, приходящуюся на предварительное охлаждение наружного воздуха при переменных текущих наружных температурах. Для обоснования подхода к выбору составляющих тепловой нагрузки СКПВ выполнен анализ текущих значений удельных тепловых нагрузок на холодильную машину СКПВ при охлаждении наружного воздуха от его переменной текущей температуры до температур 10, 15 и 20 °С. Показано, что исходя из разного темпа приращения годовой выработки холода, обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями в течение года, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на холодильную машину СКПВ охлаждения воздуха (ее установленную холодопроизводительность), которая обеспечивает достижение максимальной или близкой ему годовой выработки холода при относительно высоких темпах ее приращения. При этом значение тепловой нагрузки, приходящейся на предварительное охлаждение наружного воздуха, рассчитывают по остаточному принципу как разницу рациональной общей тепловой нагрузки и ее базовой относительно стабильной составляющей. Предложенный метод целесообразно использовать при расчете проектных базовой холодопроизводительности холодильной машины СКПВ, работающей на номинальном или близких ему режимах, и бустерной составляющей тепловой нагрузки на предварительное охлаждение наружного воздуха при переменных текущих наружных температурах с использованием энергосберегающих методов: аккумуляции избыточного (неиспользованного) холода при пониженных текущих тепловых нагрузках на СКПВ и его расходования на предварительное охлаждение наружного воздуха, рекуперации охлаждающего потенциала отводимого воздуха для предварительного охлаждения наружного воздуха.

**Ключевые слова:** кондиционирование, наружный воздух, тепловая нагрузка, холодильная машина, климатические условия

#### **Актуальность темы.**

Эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) характеризуется значительными колебаниями тепловой нагрузки, соответственно и энергопотребления [1, 2]. Помимо внутренних тепло- и влаговыведений и теплопритоков извне энергозатраты на обработку воздуха в значительной степени определяются тепловлажностными параметрами наружного воздуха (температурой  $t_{нв}$  и относительной влажностью  $\phi_{нв}$ ). Энергозатраты на тепловлажностную обработку наружного воздуха всецело определяются текущими климатическими условиями и характеризуются колебаниями тепловой нагрузки на воздухоохладители (ВО) СКПВ и соответственно систему хладоснабжения. Поэтому проблема выбора установленной (проектной) холодопроизводительности  $Q_0$  холодильных машин (ХМ) СКПВ в условиях неравномерных тепловых нагрузок стоит весьма остро, и от ее решения зависит эффективность использования установленных холодильных мощностей, т.е. продолжительность эксплуатации ХМ в году.

**Цель исследования** – разработать подход к определению составляющих тепловой нагрузки СКПВ с учетом ее изменения в соответствии с текущими климатическими условиями.

#### **Результаты исследования.**

Эффективность работы систем кондиционирования воздуха, как и любой энергогенерирующей установки, определяется количеством произведенной энергии (в нашем случае – холода) за определенный период, например, год, и затратами на ее производство. Вполне очевидно, что количество произведенного холода соответствует его потреблению и в случае СКПВ – расходованию на тепловлажностную обработку

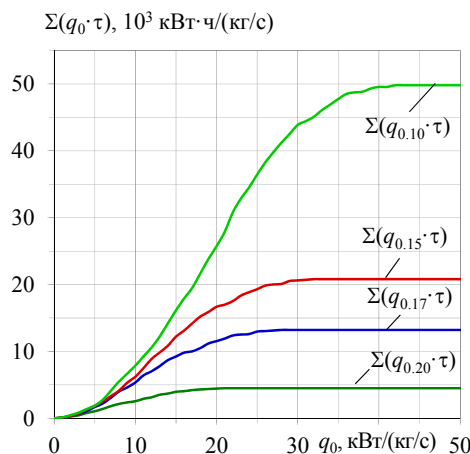
(кондиционирование) приточного воздуха, которое зависит от текущих тепловлажностных параметров наружного воздуха (температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\varphi_{нв}$ ) и глубины его охлаждения, а также продолжительности  $\tau$  работы СКПВ.

С учетом этого об эффективности использования СКПВ можно судить по использованию установленной (проектной) холодопроизводительности ее холодильной машины (ХМ), которую в свою очередь оценивать годовой выработкой холода (годовой холодопроизводительностью)  $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ , кВт·ч, где  $Q_0$  – текущая холодопроизводительность (тепловая нагрузка) ХМ, кВт.

С целью обобщения результатов и удобства пересчета на другие холодильные мощности холодопроизводительность ХМ СКПВ удобно представлять не в абсолютных, а в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха ( $G_b = 1$  кг/с) – в виде удельной тепловой нагрузки, или холодопроизводительности,  $q_0 = Q_0 / G_b$ , кВт/(кг/с), или кДж/кг, где  $Q_0$  – полная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) при охлаждении воздуха расходом  $G_b$ :  $Q_0 = (c_{вл} \cdot \xi \cdot \Delta t_b) G_b$ ,  $c_{вл}$  – теплоемкость влажного воздуха;  $\xi$  – коэффициент влаговываждения;  $\Delta t_b$  – снижение температуры воздуха [3].

Аналогичным образом представляют и данные по годовой выработке холода (годовой холодопроизводительности) в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха:  $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_b$ , кВт·ч/(кг/с).

Значения удельной (при  $G_b = 1$  кг/с) годовой выработки холода (годовой холодопроизводительности)  $\sum(q_0 \cdot \tau)$  в зависимости от удельной установленной холодопроизводительности ХМ  $q_0$  при разных температурах охлажденного воздуха  $t_{б2}$ :  $t_{б2} = 10, 15$  и  $20$  °С, для климатических условий г. Вознесенск, Николаевская обл., 2017 г., приведены на рис. 1.



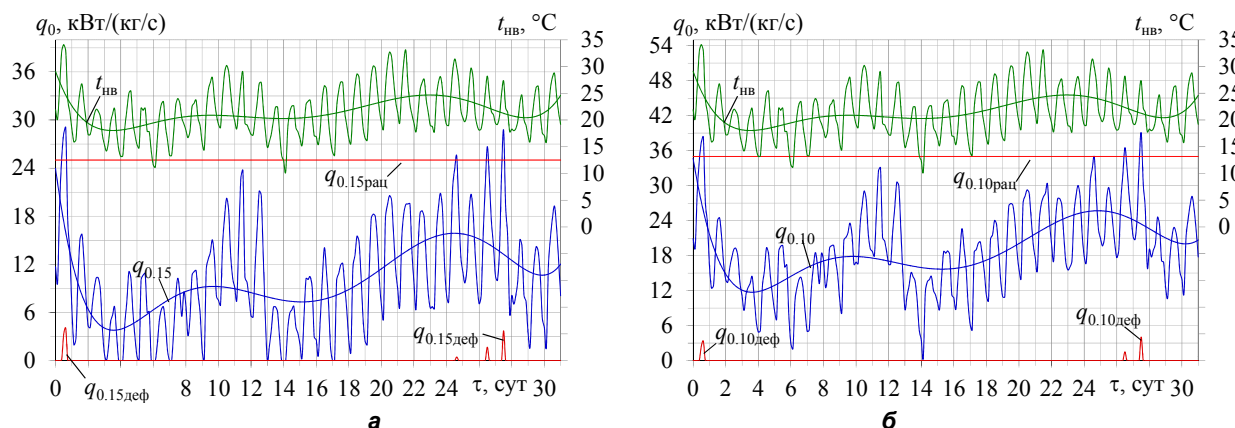
**Рис. 1.** Значения удельной годовой выработки холода  $\sum(q_0 \cdot \tau)$  в зависимости от удельной установленной холодопроизводительности ХМ  $q_0$ :  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10; 15; 20}$  – при  $t_{б2} = 10; 15$  и  $20$  °С

Как видно, для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха до температуры  $t_{б2} = 10$  °С в СКП с холодильной машиной установленной удельной (при  $G_b = 1$  кг/с) холодопроизводительностью  $q_0 = 35$  кВт/(кг/с) величина удельной выработки холода  $\sum(q_0 \cdot \tau)$  за 2017 г. составляет 48 кВт·ч/(кг/с), причем при сохранении высоких темпов ее наращивания. Из-за падения темпов приращения  $\sum(q_0 \cdot \tau)$  для ХМ холодопроизводительностью  $q_0$  более 35 кВт/(кг/с) заметного возрастания  $\sum(q_0 \cdot \tau)$  не происходит. Удельную холодопроизводительность ХМ  $q_0 = 35$  кВт/(кг/с) принимают за рациональную и исходя из нее выбирают полную установленную холодильную мощность ХМ для расхода воздуха  $G_b$ :  $Q_0 = G_b \cdot q_0$ , кВт. Применение ХМ большей холодильной мощности  $q_0$ :  $q_0 > 35$  кВт/(кг/с), не приводит к заметному увеличению  $\sum(q_0 \cdot \tau)$ , но вызывает возрастание их стоимости на 20...30 %. Соответственно при охлаждении воздуха до температуры  $t_{б2} = 15$  °С за рациональную принимают удельную холодопроизводительность ХМ  $q_0 = 25$  кВт/(кг/с), а до  $t_{б2} = 20$  °С – величину  $q_0 = 15$  кВт/(кг/с).

Подтверждением правомерности такого выбора значений рациональной установленной (проектной) удельной холодопроизводительности  $q_{0.10\text{рац}}$  и  $q_{0.15\text{рац}}$  служат результаты их сравнения с текущими значениями удельных тепловых нагрузок соответственно  $q_{0.10}$  и  $q_{0.15}$  при охлаждении воздуха до температур  $t_{б2} = 10$  и  $15$  °С (рис.2).

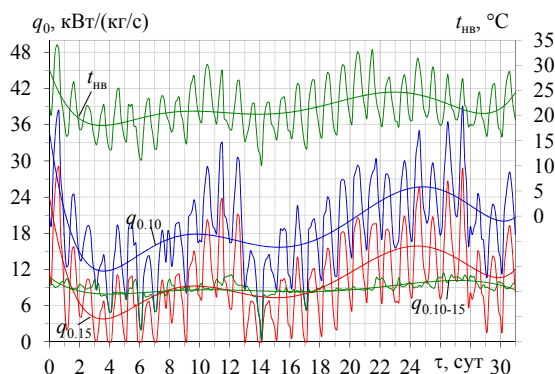
В наиболее жаркие периоды будет иметь место некоторый дефицит (недостаток) удельной холодопроизводительности  $q_{0, \text{деф}}$  и, как следствие, недоохлаждение воздуха до температуры  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$  или  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ , поскольку значения рациональной установленной (проектной) удельной холодопроизводительности  $q_{0,10\text{рац}}$  и  $q_{0,15\text{рац}}$  выбраны несколько меньше максимальной тепловой нагрузки, встречающейся в течении года (рис. 1). При этом дефицит удельной холодопроизводительности вычисляли как  $q_{0,10\text{деф}} = q_{0,10} - q_{0,10\text{рац}}$  и  $q_{0,15\text{деф}} = q_{0,15} - q_{0,15\text{рац}}$ .

Из рис. 2 видно, что рациональных удельных холодопроизводительностей  $q_{0,10} = 35 \text{ кВт/(кг/с)}$  и  $q_{0,15} = 25 \text{ кВт/(кг/с)}$ , рассчитанных исходя из годовой холодопроизводительности (рис. 1), достаточно для охлаждения наружного воздуха от  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в}2} = 10$  и  $15^\circ\text{C}$  практически в течение всего июля 2017, кроме промежутков по 2...3 часа 1, 27, 28 июля.



**Рис. 2.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , удельной тепловой нагрузки  $q_{0,15}$  охлаждения воздуха от температуры  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ , рациональной проектной удельной тепловой нагрузки  $q_{0,15\text{рац}} = 25 \text{ кВт/(кг/с)}$  и дефицита  $q_{0,15\text{деф}}$  рациональной удельной тепловой нагрузки  $q_{0,15\text{рац}}$  по сравнению с текущей  $q_{0,15}$  (а), удельной тепловой нагрузки  $q_{0,10}$  охлаждения воздуха от температуры  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ , рациональной проектной (удельной) тепловой нагрузки  $q_{0,10\text{рац}} = 35 \text{ кВт/(кг/с)}$  и дефицита  $q_{0,10\text{деф}}$  рациональной удельной тепловой нагрузки  $q_{0,10\text{рац}}$  по сравнению с текущей  $q_{0,10}$  (б)

Для обоснования подхода к выбору рациональной тепловой нагрузки СКПВ выполнен анализ текущих значений удельных тепловых нагрузок  $q_0$  на ХМ СКПВ при охлаждении наружного воздуха от текущей температуры  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в}2} = 10, 15$  и  $20^\circ\text{C}$ , соответственно  $q_{0,10}$ ,  $q_{0,15}$  и  $q_{0,20}$ , а с целью подтверждения гипотезы о возможности выделения из текущих переменных тепловых нагрузок относительно стабильной составляющей – рассчитаны разности тепловых нагрузок  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  и  $q_{0,10-20} = q_{0,10} - q_{0,20}$  для наиболее теплого июля месяца 2017 г. (рис. 3–10).

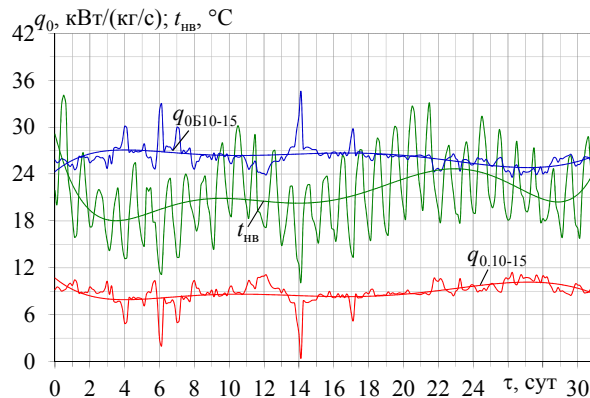


**Рис. 3.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , удельных тепловых нагрузок на СКПВ  $q_{0,10}$  и  $q_{0,15}$  при охлаждении наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в}2} = 10$  и  $15^\circ\text{C}$  соответственно, а также их разности  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$

Как видно, при охладженні наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  колебания текущей тепловой нагрузки на ВО СКПВ  $q_{0.15}$  весьма значительные. В то же время при доохлаждении воздуха от промежуточной температуры  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$  колебания тепловой нагрузки на ВО СКПВ  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  сравнительно небольшие: 9...11 кВт/(кг/с), не считая 3–5 кратковременных всплесков-падений величины  $q_{0.10-15}$ , обусловленных, как будет показано ниже, колебаниями текущих тепловых нагрузок  $q_{0.15}$ .

Таким образом, характер тепловой нагрузки на ВО СКПВ разный: значительные изменения тепловой нагрузки  $q_{0.15}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до промежуточной температуры  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  и относительно стабильная тепловая нагрузка  $q_{0.10-15}$  при глубоком охлаждении воздуха от  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ .

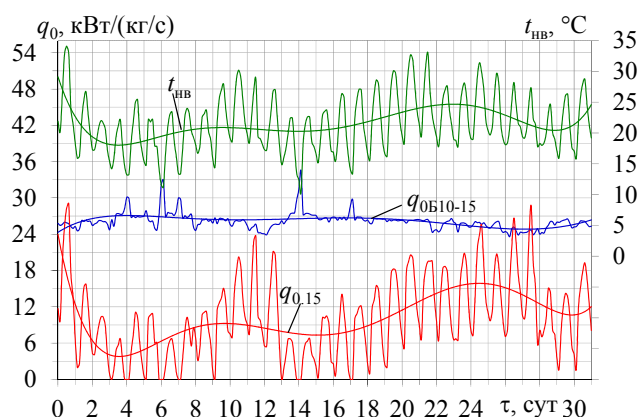
С учетом относительно стабильного характера удельной тепловой нагрузки на ВО СКПВ  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  при охлаждении воздуха от температуры  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$  по сравнению с охлаждением наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  ее целесообразно принимать в качестве проектной для глубокого охлаждения воздуха от  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ . Соответственно, тепловая нагрузка, приходящаяся на предварительное охлаждение наружного воздуха от текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  (назовем его бустерной ступенью охлаждения наружного приточного воздуха) можно определять по остаточному принципу: как разность между рациональной тепловой нагрузкой  $q_{0.10\text{рац}} = 35$  кВт/(кг/с) для всего процесса охлаждения воздуха от текущей  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ , обеспечивающей близкую максимальную годовую выработку холода  $\sum(q_0 \cdot \tau) \approx 48$  кВт·ч/(кг/с) (рис. 1), и ее стабильной составляющей в виде разности тепловых нагрузок  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ , т.е. как  $q_{0.б10-15} = 35 - q_{0.10-15}$  (рис. 4).



**Рис.4.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельной тепловой нагрузки  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  глубокого охлаждения воздуха от температуры  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ , тепловой нагрузки  $q_{0.б10-15} = 35 - q_{0.10-15}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$ , рассчитанной по остаточному принципу

Как видно, график удельной тепловой нагрузки  $q_{0.б10-15} = 35 - q_{0.10-15}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$ , рассчитанной по остаточному принципу как  $q_{0.б10-15} = 35 - q_{0.10-15}$ , является зеркальным отражением графика удельной тепловой нагрузки  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  глубокого охлаждения воздуха от температуры  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ .

О том, что причиной кратковременных всплесков-падений величин  $q_{0.10-15}$  и  $q_{0.б10-15}$ , являются колебания текущих тепловых нагрузок  $q_{0.15}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$ , служат результаты расчетов на рис. 5 и 6.

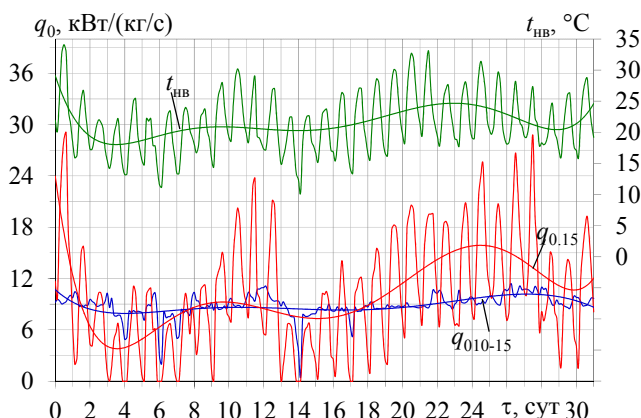


**Рис. 5.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельной тепловой нагрузки  $q_{0,15}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  и тепловой нагрузки предварительного охлаждения воздуха  $q_{0,Б10-15} = 35 - q_{0,10-15}$ , рассчитанной по остаточному принципу

Как видно из рис. 5, всплески (избыток) текущих значений удельной тепловой нагрузки  $q_{0,Б10-15}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  выше ее проектной величины имеют место при падении текущей удельной тепловой нагрузки  $q_{0,15}$  до нуля и, наоборот, наибольшие снижения (дефицит проектной тепловой нагрузки) текущей величины  $q_{0,Б10-15}$  происходят при максимальных текущих тепловых нагрузках  $q_{0,15}$ , превышающих проектную величину для предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$ .

Дефицит (недостаток) проектной тепловой нагрузки предварительного охлаждения наружного воздуха по сравнению с текущей нагрузкой  $q_{0,Б10-15}$  сопровождается соответствующим возрастанием тепловой нагрузки  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  глубокого охлаждения воздуха от температуры несколько выше  $15^\circ\text{C}$  до температуры  $t_{Б2} = 10^\circ\text{C}$  с образованием соответственно ее дефицита в виде превышения проектной величины текущими нагрузками  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ , что имеет место при повышенных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  (рис. 6). И наоборот, избыток проектной тепловой нагрузки глубокого охлаждения воздуха выше текущих величин  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  в виде падения последних вплоть до нуля происходит при пониженных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  ниже  $15^\circ\text{C}$ .

Из рис.6 видно, что выбор промежуточной температуры охлажденного наружного воздуха  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  в качестве "порогового" ее значения между предварительным охлаждением наружного воздуха, характеризующимся значительными колебаниями тепловой нагрузки  $q_{0,15}$ , и последующим доохлаждением воздуха от  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{Б2} = 10^\circ\text{C}$  вполне корректный, о чем свидетельствует относительно стабильный характер тепловой нагрузки  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  (рис. 3 и 4).

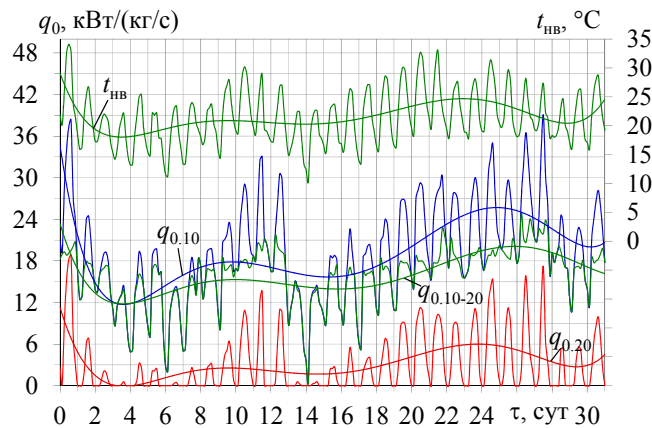


**Рис. 6.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельной тепловой нагрузки  $q_{0,5}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  и тепловой нагрузки  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  глубокого охлаждения воздуха от  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{Б2} = 10^\circ\text{C}$



Очевидно, что чем уже диапазон переменных тепловых нагрузок, т.е. чем выше пороговое значение температуры предварительного охлаждения наружного воздуха, тем больше продолжительность эксплуатации холодильной машины бустерной ступени предварительного охлаждения воздуха в году при величинах тепловой нагрузки (холодопроизводительности), близких номинальной.

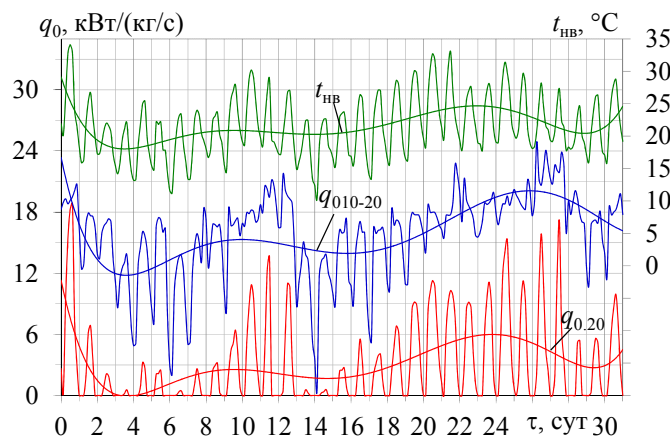
С целью определения верхнего предела для порогового значения температуры предварительного охлаждения наружного воздуха были выполнены расчеты процессов охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до более высокой промежуточной температуры  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  и соответствующих тепловых нагрузок на последующее доохлаждение воздуха  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  от  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$  (рис. 7).



**Рис. 7.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ  $q_{0.10}$  и  $q_{0.20}$  при охлаждении наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 10$  и  $20^\circ\text{C}$  соответственно, а также их разности  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$

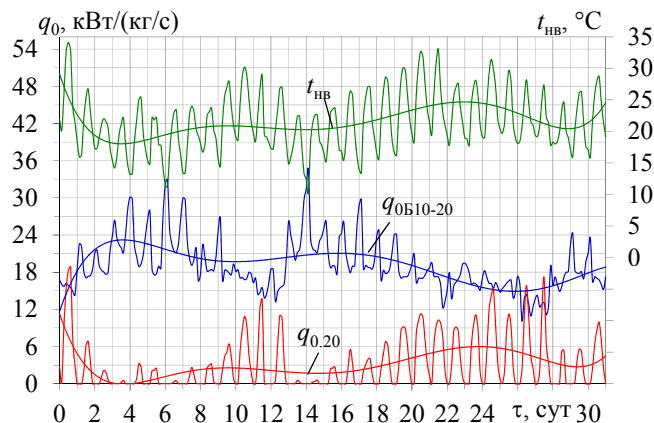
Как видно из рис. 7, тепловая нагрузка СКПВ  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  на доохлаждение воздуха от  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$  весьма нестабильная. Это вызвано более ранним (при более высокой промежуточной температуре  $t_{б2}$ ) падением до нуля тепловой нагрузки  $q_{0.20}$  на ВО предварительного охлаждения наружного воздуха, обусловленным сужением диапазона температур  $\Delta t_{20} = t_{нв} - 20^\circ\text{C}$  охлаждения наружного воздуха при повышенной промежуточной температурой  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  (по сравнению с  $\Delta t_{15} = t_{нв} - 15^\circ\text{C}$  при  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$ ), следствием чего является соответствующее увеличение тепловой нагрузки  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  на последующее доохлаждение воздуха от температуры  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$  (рис. 8).

При этом тепловая нагрузка  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  доохлаждения воздуха от температуры  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$  практически в два раза больше по сравнению с ее величиной  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  охлаждения воздуха от  $t_{б2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$ , т.е. на  $10^\circ\text{C}$  против  $5^\circ\text{C}$ .

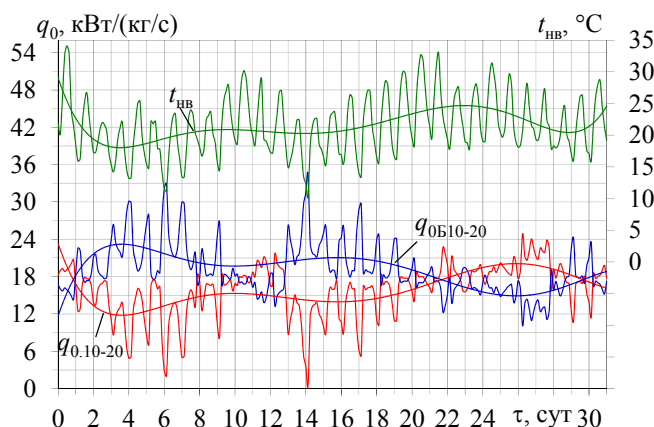


**Рис. 8.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельной тепловой нагрузки  $q_{0.20}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  и тепловой нагрузки  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  доохлаждения воздуха от  $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$  до  $t_{б2} = 10^\circ\text{C}$

Следствием пониженных тепловых нагрузок  $q_{0.Б10-20}$  и  $q_{0.20}$  предварительного охлаждения наружного воздуха из-за сужения их диапазона при более высокой промежуточной температуре  $t_{Б2} = 20^\circ\text{C}$  является передача оставшейся части переменных нагрузок с ступени предварительного охлаждения наружного воздуха на ступень доохлаждения воздуха (рис. 9).



**Рис. 9.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельной тепловой нагрузки  $q_{0.20}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры  $t_{нв}$  до  $t_{Б2} = 20^\circ\text{C}$  и тепловой нагрузки предварительного охлаждения воздуха  $q_{0.Б10-20} = 34 - q_{0.10-20}$ , рассчитанной по остаточному принципу



**Рис. 10.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельной тепловой нагрузки  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  глубокого охлаждения воздуха от температуры  $t_{Б2} = 20^\circ\text{C}$  до  $t_{Б2} = 10^\circ\text{C}$ , тепловой нагрузки  $q_{0.Б10-20} = 34 - q_{0.10-20}$  предварительного охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{Б2} = 20^\circ\text{C}$ , рассчитанной по остаточному принципу

В результате сравнения удельных тепловых нагрузок глубокого охлаждения воздуха  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  и  $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$  можно заключить, что стабилизация тепловой нагрузки происходит в результате предварительного охлаждения наружного воздуха до более низкой промежуточной температуры  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  по сравнению с  $t_{Б2} = 20^\circ\text{C}$ . Таким образом, тепловую нагрузку  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  следует принимать в качестве базовой, обеспечивающей эффективную работу ХМ в режиме, близком номинальному, и исходя из нее рассчитывать тепловую нагрузку предварительного охлаждения воздуха  $q_{0.Б10-15}$  до температуры  $t_{Б2} = 15^\circ\text{C}$  по остаточному принципу как  $q_{0.Б10-15} = q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10-15}$ .

**Вывод.** Предложен подход к определению составляющих тепловой нагрузки СКПВ с учетом текущих климатических условий, который базируется на гипотезе разложения переменных тепловых нагрузок на относительно стабильную составляющую как базовую для выбора установленной холодопроизводительности ХМ, работающей с высокой энергетической эффективностью на номинальном или близких ему режимах, и нестабильную тепловую нагрузку, приходящуюся на предварительное охлаждение наружного воздуха при его меняющихся текущих температурах. При этом рациональную базовую относительно стабильную

составляющую общей тепловой нагрузки СКПВ определяют исходя из получения максимальной (близкой ей) годовой выработки холода (годовой холодопроизводительности), а обеспечивающую покрытие нестабильных (частичных) режимов нагрузки, рассчитывают по остаточному принципу как разность рациональной суммарной тепловой нагрузки СКПВ и ее базовой стабильной составляющей.

#### Список литературы

1. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise. - *Energy and Buildings*. - 2010. - Vol. 42. - pp. 2323 - 2330.
2. Ortiga, J., Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto. - *Applied Thermal Engineering*. - 2013. - Vol. 50. - pp. 1536 - 1542.
3. Трушляков Е. И. Методологический подход к энергосберегающему хладоснабжению систем кондиционирования воздуха адаптацией к текущим климатическим условиям / Е.И. Трушляков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 4(148). – С. 58–62.

Trushliakov E.I., Radchenko M.I., Zubarev A.A., Tkachenko V.S.

#### METHOD OF HEAT LOAD DISTRIBUTION IN AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEM

**Abstract.** An approach to determine the components of ambient air conditioning system (AACS) heat load (a rational heat load on the air conditioning system) with taking into account the current climatic conditions of operation, that is based on the hypothesis of sharing the current changeable heat loads on the relatively stable share as basic one for choosing installed (design) refrigeration capacity of refrigeration machine, operating in nominal or close it modes, and unstable heat load, corresponding to ambient air precooling at changeable current temperatures, is proposed. To prove the approach to determine the components of heat load on the AACS the current values of heat loads on the refrigeration machine of AACS during cooling the ambient air from its changeable current temperature to the temperature of 10, 15 and 20 °C are analyzed. It is shown that because of different rates of annular refrigeration capacity production increment to cover the current heat loads with increasing the installed refrigeration capacity of refrigeration machine, caused by the changes in heat load according to current climatic conditions during all the year round, it is necessary to choose a such heat load on the refrigeration machine of AACS (its installed refrigeration capacity), that provides a maximum or close it annular refrigeration capacity production at relatively high rates of its increment. With this a value of heat load for ambient air precooling is calculated according to remained principle as difference between the rational total heat load and its basic relatively stable share. The proposed method is useful for determining a basic installed refrigeration capacity of refrigeration machine of AACS, operating in nominal or close it modes, and booster heat loads for ambient air precooling at changeable current temperatures covered by using some energy saving methods: with accumulation of excessive (unused) refrigeration capacity at lowered current heat loads on AACS and its using for ambient air precooling, by recuperation of exhaust air refrigeration capacity with precooling incoming ambient air and others.

**Keywords:** conditioning, ambient air, heat load, refrigeration machine, climatic conditions.

Є.І. Трушляков., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Ткаченко В.С.

#### МЕТОД РОЗПОДІЛУ ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ В СИСТЕМІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ

**Анотація.** Запропоновано метод визначення складових теплового навантаження системи кондиціювання припливного повітря (СКПП) з урахуванням поточних кліматичних умов експлуатації, який базується на гіпотезі розкладання поточних змінних теплових навантажень на відносно стабільну складову як базову для вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильної машини, що працює на номінальному або близьких йому режимах, і нестабільну теплове навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря при змінних поточних зовнішніх температурах. Для обґрунтування підходу до вибору складових теплового навантаження СКПП виконаний аналіз поточних значень питомих теплових навантажень на холодильну машину СКПП при охолодженні зовнішнього повітря від його змінної поточної температури до температур 10, 15 і 20 °С. Показано, що виходячи з різного темпу приросту річного виробництва холоду, обумовленого зміною теплового навантаження у відповідності з поточними кліматичними умовами протягом року, необхідно вибирати таку проектне теплове навантаження на



холодильну машину СКПП охолодження повітря (її встановлену потужність охолодження), яка забезпечує досягнення максимальної або близької йому річного виробництва холоду при відносно високих темпах його збільшення.

При цьому значення теплового навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря, розраховують за залишковим принципом як різницю раціонального загального теплового навантаження і її базової відносно стабільної складової. Запропонований метод доцільно використовувати при розрахунку проектних базових холодопродуктивностей холодильної машини СКПП, що працює на номінальному або близьких йому режимах, і бустерної складової теплового навантаження на попереднє охолодження зовнішнього повітря при змінних поточних зовнішніх температурах з використанням енергозберігаючих методів: акумуляції надлишкового (невикористаного) холоду при знижених поточних теплових навантаженнях на СКПП і його витрачання на попереднє охолодження зовнішнього повітря, рекуперації охолоджуючого потенціалу повітря для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

**Ключові слова:** кондиціонування, зовнішнє повітря, теплове навантаження, холодильна машина, кліматичні умови

УДК 66.067.1.621.72

#### ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ ВСТАНОВЛЕНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

**Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доц., В.С. Ткаченко, аспірант, Є.С. Смоляной, аспірант,**

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;

**С.А. Кантор, к.т.н.,**

ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна

nirad50@gmail.com

**Анотація.** Запропоновано підхід до аналізу ефективності використання встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин систем кондиціонування припливного повітря (СКПП) з урахуванням змін теплових навантажень у відповідності з поточними кліматичними умовами. При цьому порівнюють потенційно можливе вироблення холоду (виходячи з наявної встановленої холодопродуктивності) за певний період, як приклад – за найбільш теплий липень місяць, з її використанням на попереднє охолодження зовнішнього повітря до певної проміжної (порогової) температури, і подальше глибоке охолодження повітря при відносно стабільному тепловому навантаженні. Висунуто гіпотезу попередньої оцінки доцільності застосування регулювання холодопродуктивності за співвідношенням сумарних за деякий проміжок часу використання холоду на охолодження зовнішнього повітря і потенційно можливого вироблення холоду при повній реалізації наявної встановленої холодопродуктивності СКПП. Запропонований підхід до вибору раціональної встановленої холодопродуктивності СКПП та її розподілу відповідно до характеру зміни теплового навантаження у відповідності з поточними кліматичними умовами доцільно використовувати для визначення областей ефективного застосування енергозберігаючих способів реалізації холодопродуктивності, зокрема, акумуляцією та використанням надлишку холодопродуктивності при змінних теплових навантаженнях, частотного або іншого способу регулювання холодопродуктивності компресорів при відхиленнях теплового навантаження від номінального.

**Ключові слова:** Кондиціонування, Зовнішнє повітря, Теплове навантаження, Холодильна машина, Клімат

#### Актуальність теми.

Енерговитрати на тепловолігисну обробку зовнішнього повітря в системах кондиціонування припливного повітря (СКПП) залежать від його тепловолігисних параметрів (температури  $t_{\text{нв}}$  та відносної вологості  $\phi_{\text{нв}}$  навколишнього повітря), які відрізняються значними змінами упродовж доби [1–3]. Основні положення методології вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин (ХМ) СКПП в умовах нерівномірних теплових навантажень розглянуті в роботах [4–6].