

ІТМО

К.Макатов, С.С. Муравейников

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ОСУШЕНИЯ ВОЗДУХА



**Санкт-Петербург
2022**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

К. Макатов, С.С. Муравейников
ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ВЕНТИЛЯЦИОННОГО АГРЕГАТА
ДЛЯ ОСУШЕНИЯ ВОЗДУХА

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ
ИТМО

по направлению подготовки 16.03.03 Холодильная, криогенная
техника и системы жизнеобеспечения
в качестве Учебно-методического пособия для реализации основных
профессиональных образовательных программ высшего образования
бакалавриата

ИТМО

Санкт-Петербург
2022

Макатов К., Муравейников С.С., Проектирование вентиляционного агрегата для осушения воздуха– СПб: Университет ИТМО, 2022. – 48 с.

Рецензент(ы):

Сулин Александр Борисович, доктор технических наук, профессор (квалификационная категория "ординарный профессор") образовательного центра "Энергоэффективные инженерные системы", Университета ИТМО.

В курсовой работе выполняется расчет режимов осушения воздуха приточно-вытяжной установкой в помещении с высоким содержанием влаги.

The logo of ITMO University, consisting of the letters 'ITMO' in a bold, black, sans-serif font. The 'I' and 'T' are connected, and the 'O' is a solid circle.

Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2022

© Макатов К., Муравейников С.С., 2022

Содержание

Введение.....	4
1. Исходные данные.....	5
2. Осушение в летний период времени.....	6
2.1 Режим полного замещения.....	6
2.2 Определение необходимого расхода воздуха	6
2.3 Расчет холодопроизводительности при не достаточном осушающем потенциале	7
2.4 Расчет эффективности рекуператора	8
3. Расчет режима рециркуляции.....	10
3.1 Расчет требуемой холодопроизводительности	10
4. Расчет переходного режима.....	13
5. Расчет и компоновка приточно-вытяжной установки	15
5.1 Компоновка приточно-вытяжной установки	15
5.2 Подбор вентилятора.....	15
5.3 Подбор водяного калорифера	17
5.4 Узлы регулирования	20
5.5 Подбор рекуператора.....	21
5.7 Подбор компрессора	23
5.8 Подбор компонентов теплового насоса.....	25
Приложение 1. Индивидуальные задания по вариантам	31
Приложение 2. Технические характеристики вентиляторов.....	32
Приложение 3. Характеристики водяных калориферов кск.....	41
Приложение 4. Расходные характеристики узлов регулирования.....	42
Литература	44

ВВЕДЕНИЕ

В курсовой работе выполняется расчет режимов осушения воздуха приточно-вытяжной установкой в помещении с высоким содержанием влаги. Схема приточно-вытяжной установки представлена на рисунке 1.

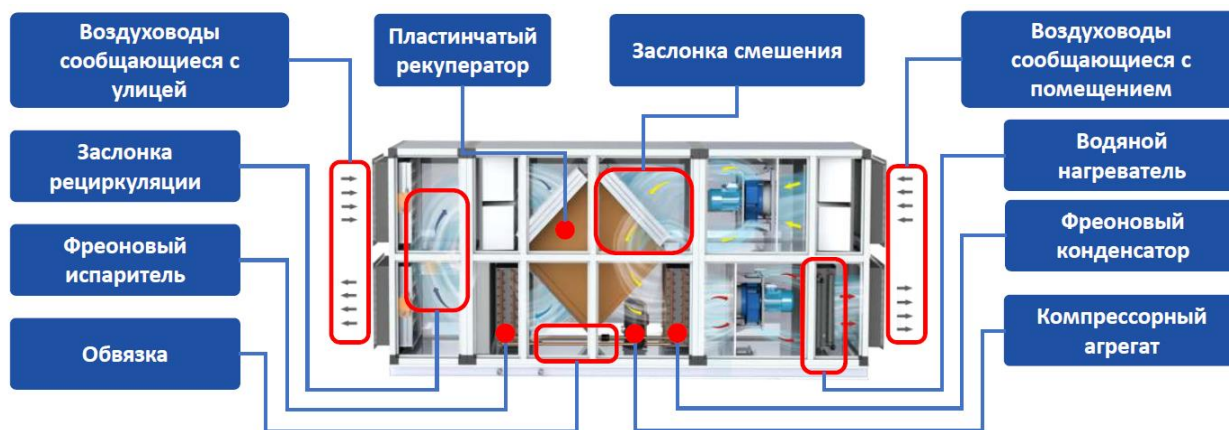


Рисунок 1 – Схема приточно-вытяжной установки

Перемещение воздуха происходит с помощью вентиляторов. Количество подаваемого воздуха из окружающей среды изменяется заслонками. Встречные потоки обмениваются теплом в рекуператоре, и при необходимости приточный воздух подогревается в водяном нагревателе.

В установке используется тепловой насос, состоящий из компрессора, конденсатора и испарителя. Так, конденсатор нагревает приточный воздух с низкой температурой, отдавая тепло, созданное при работе. А на поверхности испарителя конденсируется влажный пар, это позволяет осушать воздух в режимах полной или частичной рециркуляции.

Работа оформляется в виде расчетно-пояснительной записки, состоящей из расчетной и графической части. В пояснительную записку входят следующие разделы:

1. Введение;
2. Исходные данные;
3. Расчет процессов обработки воздуха;
4. Подбор компонентов вентиляционного агрегата;
5. Подбор компонентов фреонового контура.

Графический материал представляется на листах формата А4 внутри пояснительной записки и включает построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме. Также представляется лист спецификации с подобранными компонентами приточно-вытяжного аппарата и фреонового контура. В конце записки приводится список литературы.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Чтобы рассчитать режимы работы вентиляционно-осушительной установки, требуется знать индивидуальные исходные данные для расчета, указанные в приложении 1:

- Название населенного пункта, в котором расположен бассейн;
- Влаговыведение в дневное время $W_{д}$, л/ч;
- Влаговыведение в ночное время $W_{н}$, л/ч;
- Минимальная доля свежего воздуха n_{min} , %;
- Напор вентиляторов $P_{в}$, Па.

Общие для всех вариантов приложения 1 исходные данные:

- Параметры воздуха в помещении $t_{в} = 30^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{в} = 60\%$, $d_{в} = 16$ г/кг, $h_{в} = 71$ кДж/кг;
- Максимальный допустимый расход воздуха $L_{max} \leq 25000$ м³/ч;
- Расход воздуха на вытяжке равен расходу воздуха на притоке;
- Расход воздуха в ночном режиме эксплуатации $L_{н} = 0,5L_{max}$;
- Температура приточного воздуха после рекуператора в условиях зимней эксплуатации $t_{п1}^3 = 0^{\circ}\text{C}$;
- Температура поверхности испарителя $t_{х} = 10^{\circ}\text{C}$ ($\varphi_{х} = 100\%$);
- Плотность воздуха в расчетах $\rho = 1,16$ кг/м³;
- Теплопритоки от людей и через ограждение в расчете не учитываются;
- Температура $t_{з}^н$ в режиме полной рециркуляции может превышать $t_{в}$.

1. ОСУШЕНИЕ В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД ВРЕМЕНИ

1.1 Режим полного замещения

Режим полного замещения (см. рисунок 2) используется в теплый период года.

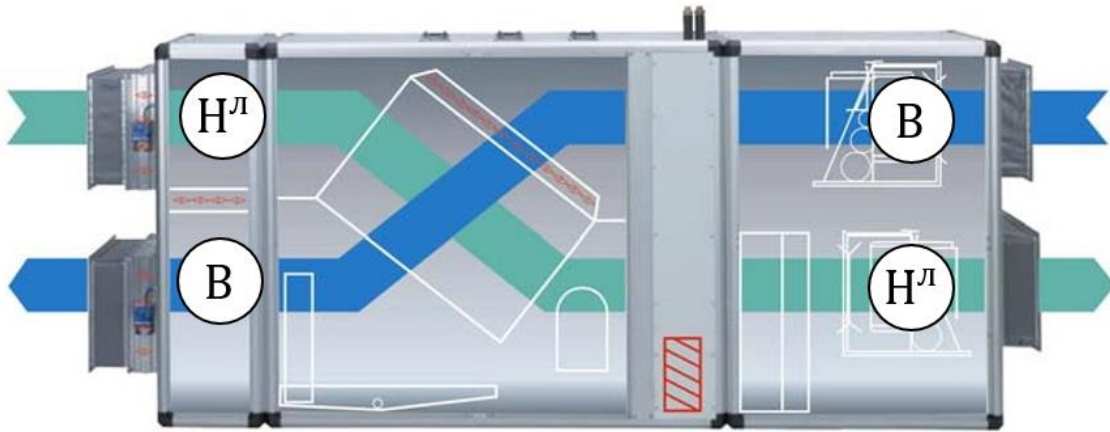


Рисунок 2 – Схема обработки воздуха в режиме полного замещения

Осушение воздуха происходит с помощью наружного воздуха. Заслонка камеры смешения закрыта. Наружный воздух попадает в рекуператор, где происходит его нагрев с помощью воздуха, удаляемого из помещения, затем, при необходимости, воздух подогревается до нужной температуры в конденсаторе теплового насоса. Воздух, забираемый из помещения, проходит последовательно через вытяжную часть рекуператора и фреоновый испаритель, где охлаждаясь, отдаёт тепловую энергию поступающему воздуху из окружающей среды и хладагенту в испарителе.

Тепловой насос не используется, если температура приточного воздуха выше или равна температуре в помещении. Регулирование температуры происходит посредством управления производительностью теплового насоса.

2.2 Определение необходимого расхода воздуха

Расход воздуха определяется исходя из осушающего потенциала летнего воздуха для открытого режима работы. Для этого потребуется выполнить следующие шаги.

В СП 131.13330.2018 [1, таблица 4.1] найти населенный пункт согласно индивидуальному заданию, выписать значения температуры воздуха, °С, обеспеченностью 0,98 и среднемесячную относительную влажность воздуха в 15 ч наиболее теплого месяца. Определить параметры $h_{н}^л$ и $d_{н}^л$. Максимальное отклонение $d_{н}^л$ не более 0,2 г/кг;

Для определения энтальпии и влагосодержания воздуха потребуется использовать *i-d* диаграмму [2]. На *i-d* диаграмме обозначить точкой Н_л параметры наружного воздуха, как показано на рисунке 4.

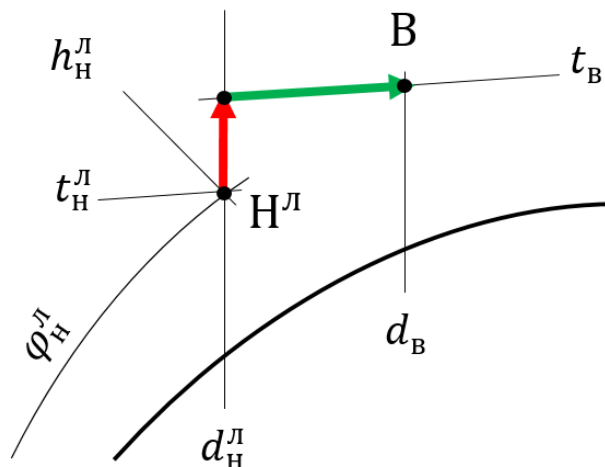


Рисунок 4 - Процесс обработки воздуха в летний период времени без использования холодильной машины

Нанести на *i-d* диаграмму точку с параметрами воздуха в помещении (точка В). Рассчитать осушающий потенциал наружного воздуха летом:

$$\Delta d_{л} = d_{в} - d_{н}^{л}.$$

Рассчитать необходимый расход наружного воздуха для компенсации влаговыведения летом:

$$L_{max} = \frac{1000 \cdot W_{д}}{\Delta d_{л} \cdot \rho}.$$

Рассчитать минимальную допустимую разницу влагосодержаний:

$$\Delta d_{min} = \frac{1000 \cdot W_{д}}{L_{max} \cdot \rho}.$$

Рассчитать массовый расход воздуха днем:

$$G_{max} = \frac{L_{max} \cdot \rho}{3600}.$$

2.3 Расчет холодопроизводительности при не достаточном осушающем потенциале

Если осушающий потенциал летнего воздуха недостаточен ($\Delta d_{л} < 0$ или рассчитанное значение $L_{max} > 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$), то в открытом режиме работы установки задействуется холодильная машина в реверсивном режиме. Для расчета холодопроизводительности требуется выполнить следующие действия.

Рассчитать требуемое влагосодержание подаваемого в помещение воздуха при $L_{\max} = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и нанести линию $d_{\text{хл}} = \text{const}$ на $h-d$ диаграмму, рисунок 5:

$$d_{\text{хл}} = d_{\text{в}} - \Delta d_{\text{min}}.$$

Построить луч процесса от точки $\text{Н}^{\text{л}}$ к точке X , на пересечении этого луча процесса и линии $d_{\text{хл}} = \text{const}$ нанести точку $\text{П}_1^{\text{л}}$ и определить её энтальпию $h_{\text{п1}}^{\text{л}}$.

Рассчитать необходимую для осушения воздуха холодопроизводительность в летнем режиме:

$$Q_{\text{хл}} = G_{\max}(h_{\text{н}}^{\text{л}} - h_{\text{п1}}^{\text{л}}).$$

Процесс осушения воздуха в летний период времени с использованием холодильной машины показан на рисунке 5.

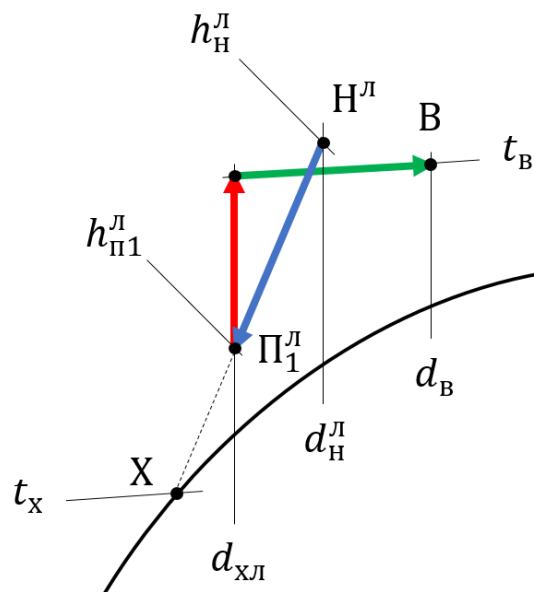


Рисунок 5 - Процесс осушения воздуха в летний период времени с использованием холодильной машины

2.4 Расчет эффективности рекуператора

Эффективность рекуператора определяется исходя из требуемой температуры воздуха после него в режиме зимней эксплуатации, рисунок 6.

В СП 131.13330.2018 [1, таблица 3.1] найти населенный пункт согласно индивидуальному заданию, выписать значения температуры воздуха наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92 и среднюю месячную относительную влажность воздуха в 15 ч наиболее холодного месяца. Рассчитать аналитически или найти графически точку точки Н^3 .

Нанести точки В на $h-d$ диаграмму, чтобы определить параметры $h_{\text{н}}^3$ и $d_{\text{н}}^3$, нанести линию $d_{\text{н}}^3 = \text{const}$.

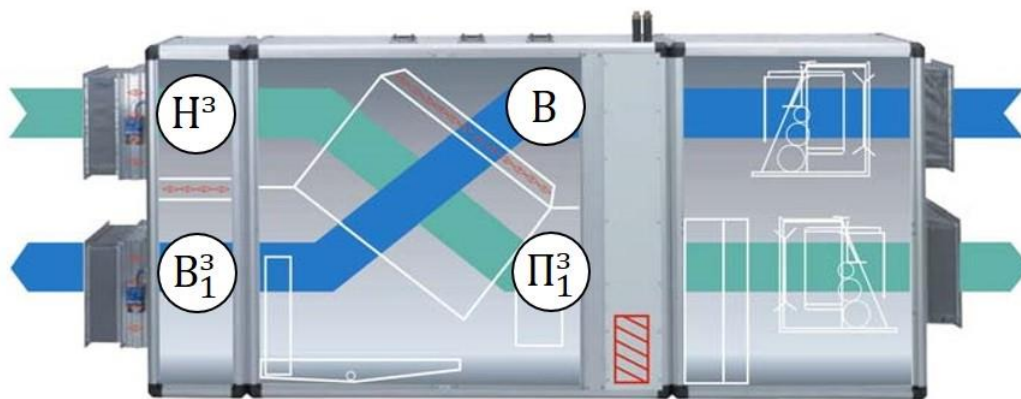


Рисунок 6 – Схема обработки воздуха для расчета эффективности рекуператора

Для температур наружного воздуха в диапазоне от -30 до -40 °С принять: $d_H^3 = 0,2$; $h_H^3 = t_H^3 + 0,2$. Для температур наружного воздуха ниже -40 °С принять: $d_H^3 = 0$; $h_H^3 = t_H^3$. На пересечении линии $d_H^3 = const$ и изотермы $t_{П1}^3$ нанести точку $П_1^3$, определить ее энтальпию $h_{П1}^3$

Рассчитать коэффициент эффективности рекуператора:

$$\theta_{рек} = \frac{(h_{П1}^3 - h_H^3)}{(h_B - h_H^3)}$$

Определить параметры точки $h_{В1}^3$ из условия:

$$h_{В1}^3 = h_B - \theta_{рек} (h_B - h_H^3).$$

Точка $В_1^H$ может находиться как на линии $d_B = const$, так и на линии $\varphi = 100\%$.

Процессы обработки воздуха для расчета эффективности рекуператора показаны на рисунке 7

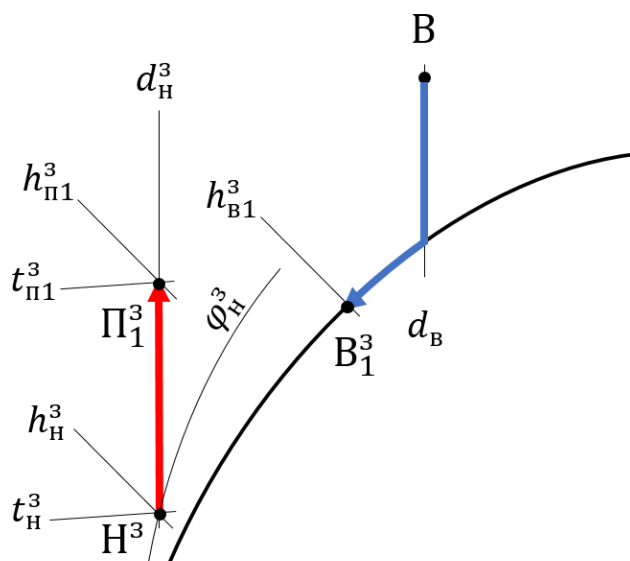


Рисунок 7 – Процессы обработки воздуха для расчета эффективности рекуператора

2. РАСЧЕТ РЕЖИМА РЕЦИРКУЛЯЦИИ

Режим полной рециркуляции используется в нерабочее время, когда нет посетителей в бассейне, рисунок 8.

Обрабатывается только воздух внутри помещения, заслонки подачи воздуха с улицы закрыты, а заслонки камеры смешения открыты. Воздух из помещения проходя через установку, сначала попадает в рекуператор, где происходит охлаждение встречным потоком более холодного воздуха, затем происходит дополнительное охлаждение в испарителе до состояния ниже точки росы.

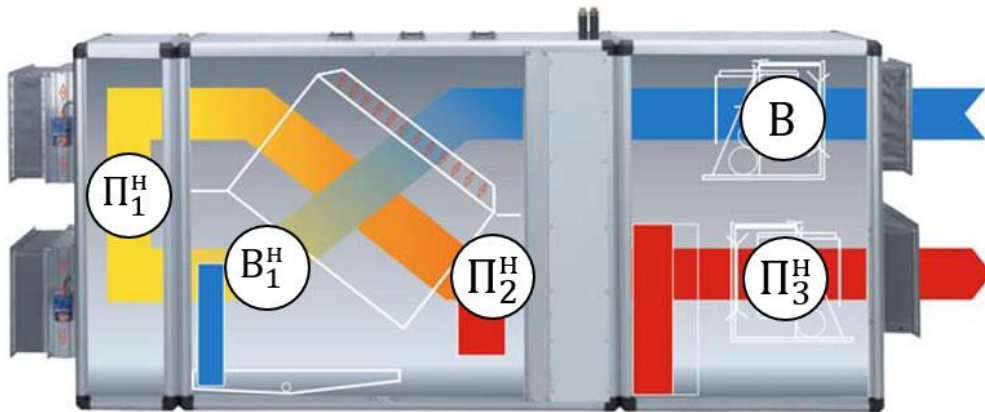


Рисунок 8 – Схема обработки воздуха в режиме полной рециркуляции

Влага в воздухе выпадает в виде конденсата на поверхности испарителя, а сухой холодный воздух попадает в рекуператор через заслонку камеры смешения. Там происходит подогрев с помощью более теплого потока воздуха из помещения. Далее воздух нагревается в до требуемой температуры в конденсаторе. После этого более сухой воздух подается обратно в помещение с бассейном.

3.1 Расчет требуемой холодопроизводительности

Требуемая холодопроизводительность определяется исходя из потребности в осушении ночью при работе установки в режиме полной рециркуляции. Процессы обработки воздуха в режиме полной рециркуляции представлены на рисунке 9.

Рассчитать требуемое влагосодержание подаваемого в помещение воздуха при $L_H = 0,5L_{max}$ и нанести линию $d_H = const$ на $h-d$ диаграмму:

$$d_H = d_B - 1,3 \frac{1000 \cdot W_H}{L_H \cdot \rho}.$$

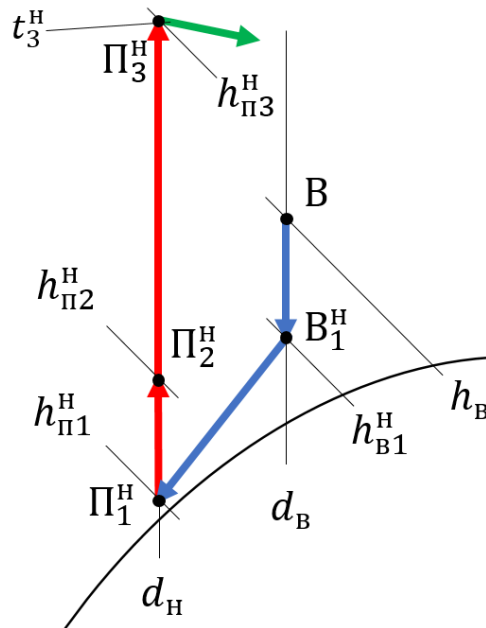


Рисунок 9 – Процессы обработки воздуха в режиме полной рециркуляции

Определение положения точки B_1^H .

Воздух с параметрами точки В охлаждается в рекуператоре до параметров точки B_1^H за счет взаимодействия с воздухом Π_1^H в рекуператоре с коэффициентом эффективности $\theta_{рек}$. При известной $h_{\Pi_1}^H$ параметры точки B_1^H могут быть определены из условия:

$$h_{B_1}^H = h_B - \theta_{рек}(h_B - h_{\Pi_1}^H). \quad (1)$$

Точка Π_1^H , очевидно, находится на линии $d_H = const$. Однако энтальпия Π_1^H неизвестна. При этом следует учитывать, что точки X, Π_1^H и B_1^H при реализации процесса охлаждения в поверхностном охладителе должны находиться на одном луче процесса.

Задача может быть решена графически с использованием $h-d$ диаграммы путем перебора значений $h_{\Pi_1}^H$ от $h_{\Pi_1}^{min}$ до $h_{\Pi_1}^{max}$ в выражении (1) и последующей проверки путем построения луча процесса на диаграмме, рисунок 10.

Если значение $h_{B_1}^H$ при $h_{\Pi_1}^H = h_{\Pi_1}^{min}$ меньше $h_{B_1}^{min}$, то выражение (1) однозначно определит значение энтальпии точки B_1^H . В остальных случаях может потребоваться несколько итераций. Допустимым отклонением значения $h_{B_1}^H$ можно считать 0,5 кДж/кг. Точка B_1^H может находиться как на линии $d_H = const$, так и на линии $\varphi = 100\%$.

При известном значении $h_{B_1}^H$ необходимо рассчитать необходимую для осушения воздуха холодопроизводительность в ночном режиме при $G_H = 0,5G_{max}$:

$$Q_{xH} = G_H(h_{B_1}^H - h_{\Pi_1}^H).$$

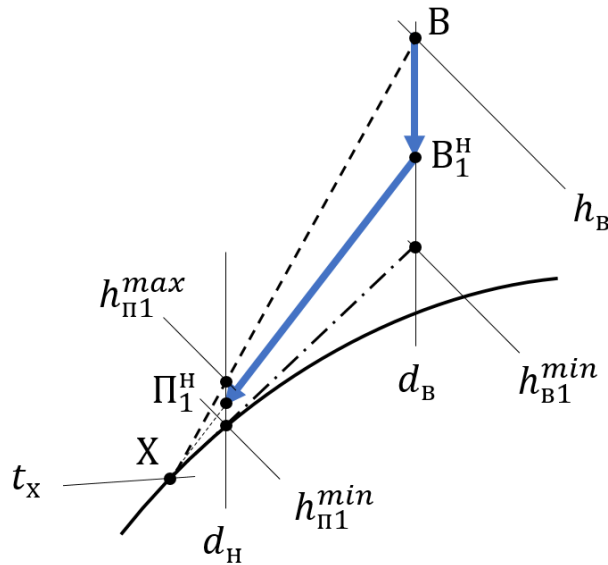


Рисунок 10 – Нахождение параметров воздуха перед испарителем и после

Если в процессе выполнения работы рассчитаны и $Q_{хл}$, и $Q_{хн}$ (присутствует охлаждение летом), следует принять в качестве итогового значения холодопроизводительности Q_x наибольшую из них. Если значения $Q_{хл}$ превышает значение $Q_{хн}$ более чем в 2 раза, следует разделить холодильную машину на 2 отдельных контура и при расчете $h_{п3}^H$ использовать уменьшенную вдвое мощность конденсатора (работа одного контура).

Определить положение точки Π_2^H на линии $d_H = \text{const}$ из условия:

$$h_{\Pi_2}^H = h_{\Pi_1}^H + (h_B - h_{B_1}^H).$$

Определить положение точки Π_3^H на линии $d_H = \text{const}$ и температуру t_3^H при $Q_{кн} = 1,25Q_x$ из условия:

$$h_{\Pi_3}^H = h_{\Pi_2}^H + \frac{Q_{кн}}{G_H}.$$

3. РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНОГО РЕЖИМА

Смешанный режим используется в зимний период, рисунок 11.

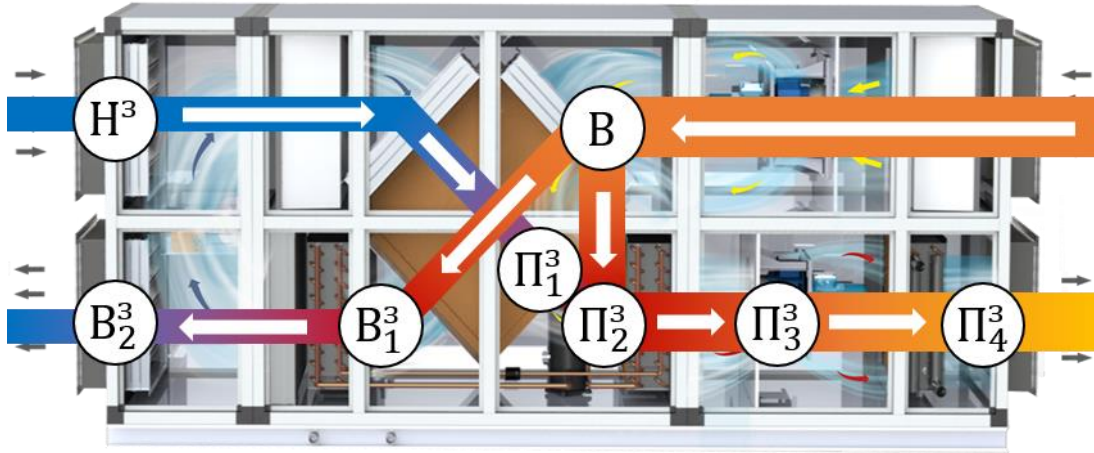


Рисунок 11 – Схема обработки воздуха в смешанном режиме

Этот режим дает возможность подавать в помещение с бассейном требуемое количество свежего воздуха с экономией энергии на нагрев воздуха. Наружный воздух в установку поступает в объеме, необходимом для осушения и поддержания газового баланса, оставшаяся доля расчетного расхода обеспечивается за счет частичной рециркуляции. Заслонки в камеру смешения регулируются, а внутри камеры происходит смешивание наружного воздуха с обработанным внутренним. Регулирование поступления потоков воздуха в камеру смешения зависит от температуры наружного воздуха: чем меньше температура воздуха снаружи, тем меньше наружного воздуха с забирается. Далее наружный воздух смешивается с внутренним и потом нагревается в рекуператоре и конденсаторе. И если воздух имеет недостаточную температуру, дополнительно задействуется водяной нагреватель.

Переходный режим реализуется при температурах воздуха от t_n^3 до t_b при условии достаточной осушающей способности. Процессы обработки воздуха для переходного режима показаны на рисунке 12.

Для расчета данного режима необходимо рассчитать влагосодержание смеси $d_{п2}^3$:

$$d_{п2}^3 = d_b - n_{min}(d_b - d_n^3).$$

Если $d_{п2}^3 > d_b - \Delta d_{min}$, рассчитать и принять для дальнейших расчетов допустимое значение $n_{min} = 100 \frac{\Delta d_{min}}{d_b - d_n^3}$, пересчитать $d_{п2}^3$

Нанести линию $d_{п2}^3 = \text{const}$ на $h-d$ диаграмму. На пересечении луча процесса смешения, проходящего через точки $П_1^3$ и $В$, и линии $d_{п2}^3 = \text{const}$ нанести точку $П_2^3$. Определить её энтальпию $h_{п2}^3$

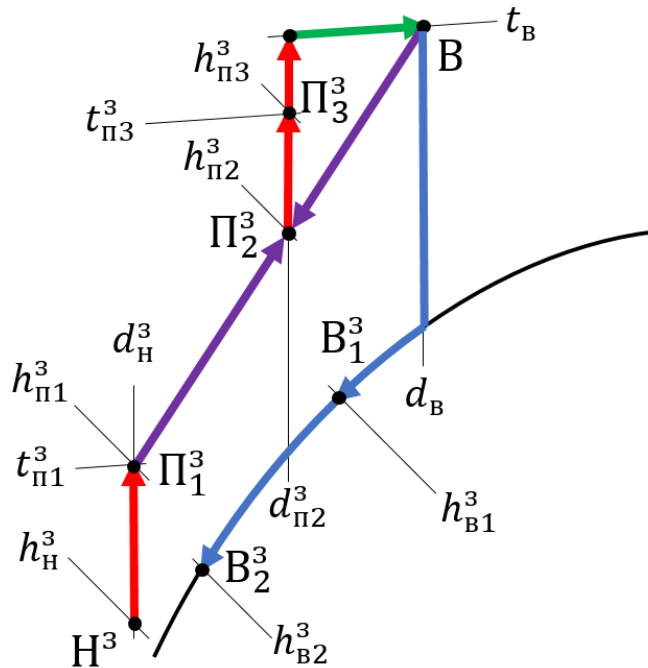


Рисунок 12 – Процессы обработки воздуха для переходного режима.

Определить положение точки Π_3^3 на линии $d_{\Pi 2}^3 = \text{const}$ и температуру $t_{\Pi 3}^3$ при $Q_k = 1,25Q_x$ из условия:

$$h_{\Pi 3}^3 = h_{\Pi 2}^3 + \frac{Q_k}{G_{max}}$$

Определить минимальный массовый расход свежего воздуха:

$$G_{min} = 0,01n_{min}G_{max}$$

Определить максимальную мощность водяного нагревателя:

$$Q_H = G_{min}(t_B - t_H^3)$$

Определить положение точки B_2^H на линии $\varphi = 100\%$ и температуру $t_{B 2}^3$ при $Q_k = 1,25Q_x$ из условия:

$$h_{B 2}^3 = h_{\Pi 2}^3 - \frac{Q_k}{G_{min}}$$

5 РАСЧЕТ И КОМПОНОВКА ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ УСТАНОВКИ

5.1 Компоновка приточно-вытяжной установки

В данном разделе необходимо выбрать основные компоненты вентиляционного агрегата, не включенные во фреоновый контур:

- вентиляторы;
- пластинчатый рекуператор;
- водяной калорифер;
- смесительный узел водяного калорифера.

Принципиальная компоновка вентиляционной установки представлена на рисунке 13.

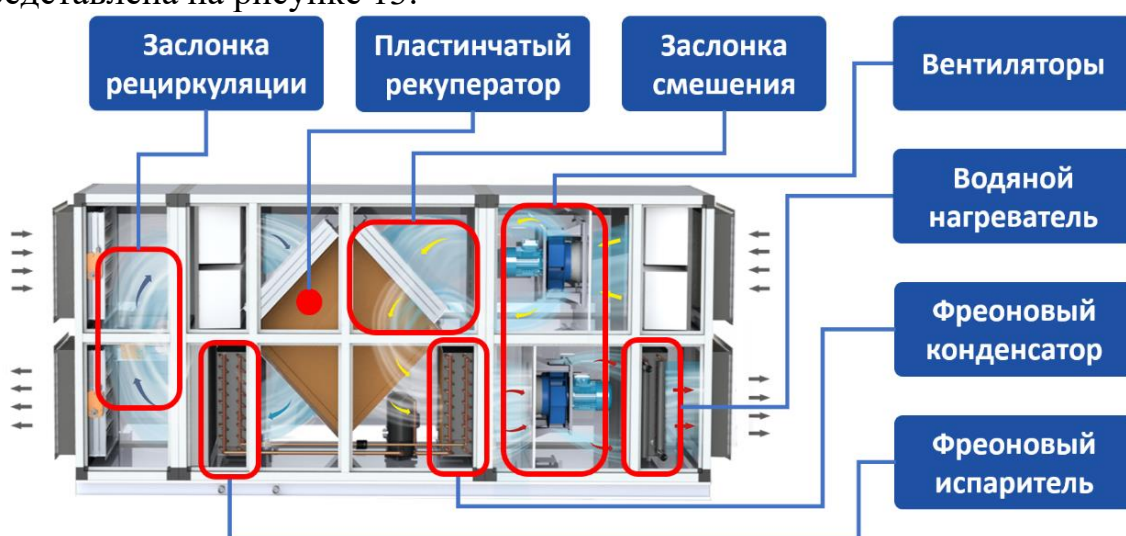


Рисунок 13 – Компоновка центрального кондиционера с обозначениями

5.2 Подбор вентилятора

При выборе вентилятора руководствуемся инструкцией из каталога выбранной компании, изготавливающая вентиляторы. В данном учебном-методическом пособии будет проведен подбор вентилятор компании *ZIEHL-ABEGG* [3].

Следует выбрать вентилятор серии *ER_C* (приложение 2), который может обеспечить необходимый максимальный расход воздуха при заданном в индивидуальном задании напоре и КПД вентилятора не менее 70%. Для этого среди вентиляторов, представленных в приложении 2 следует выбрать такой вентилятор, рабочая точка которого (пересечение горизонтальной линии $P_g=const$ и вертикальной линии $L_{max}=const$) находится в секторе диаграммы, соответствующем КПД не менее 70%.

На рисунке 14 приведен пример выбора вентилятора при $P_e=1500$ Па и $L_{max}=6750$ м³/ч. КПД данного вентилятора при заданных условиях соответствует значению 73%.

При помощи диаграммы также можно выяснить другие характеристики выбранного агрегата, показанные условными обозначениями:

1. Типоразмер вентилятора;
2. Потребляемая мощность вентилятора P_L , кВт;
3. Статический КПД вентилятора η_{faL} ;
4. Уровень звуковой мощности на стороне всасывания L_{WA5} , дБА;
5. Скорость вращения вентилятора n , мин⁻¹;
6. Расход воздуха q_v , м³/ч;
7. Располагаемое статическое давление p_{sF} , Па.

Все значения рассчитаны для плотности воздуха 1,16 кг/м³.

① ER45C, GR45C (пример диаграммы)

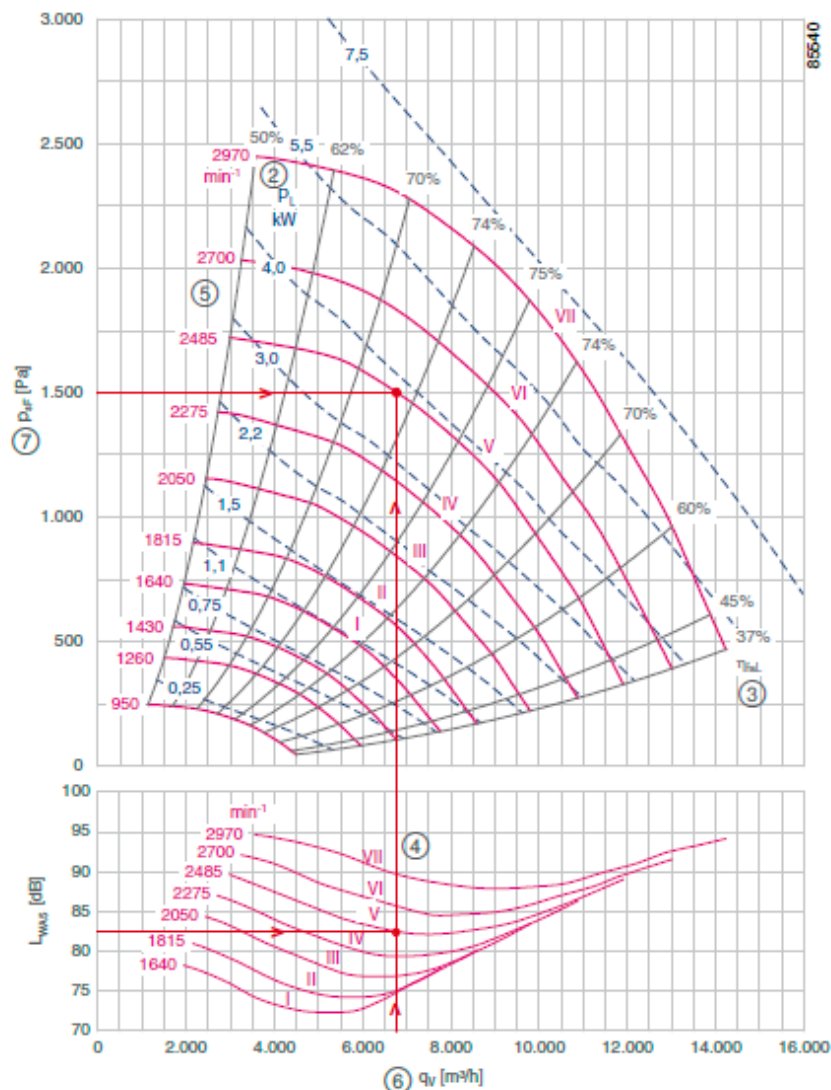


Рисунок 14 – Технические характеристики вентилятора

5.3 Подбор водяного калорифера

Водяные калориферы предназначены для нагрева воздуха помещений до предусмотренной температуры, рисунок 15. Они могут работать в качестве канальных нагревателей в приточных вентиляционных сетях или в составе воздушных отопительных установок. При выборе водяного калорифера следует руководствоваться максимальной скоростью в сечении и производимой мощностью.

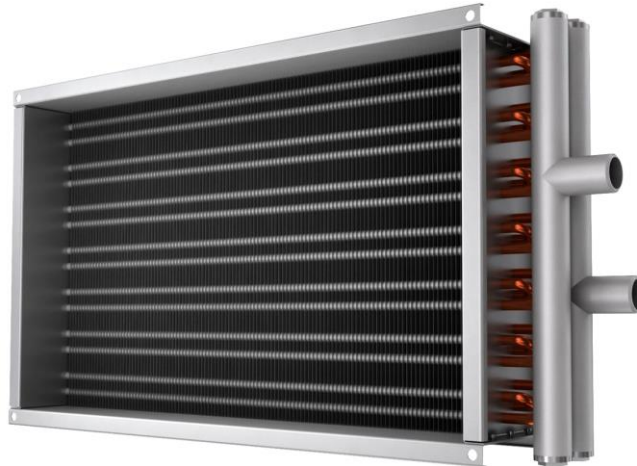


Рисунок 15 – Водяной калорифер

В данном учебном-методическом пособии будет проведен подбор водяных калориферов КСк [4]. Расчет и подбор водяных калориферов КСк осуществляется в следующей последовательности.

1. Расчет фронтального сечения калорифера для прохода требуемого объема воздуха и подбор подходящей модели воздухонагревателя типа КСк. Фронтальное сечение - рабочее внутреннее сечение с теплоотдающими трубками, через которое непосредственно проходят потоки нагнетаемого холодного воздуха (m^2).

$$f = \frac{G}{v_T},$$

где G - массовый расход воздуха, кг/час; v_T - массовая скорость воздуха - для оребренных калориферов принимается в диапазоне 3 - 5 ($кг/м^2 \cdot с$). Допустимые значения - до 7 - 8 ($кг/м^2 \cdot с$).

Модель воздухонагревателя выбирается из списка в приложении 3, значение фронтального сечения модели должно быть равно или больше рассчитанного значения.

2. Нахождение действительной массовой скорости в фронтальном сечении подобранного калорифера ($кг/м^2 \cdot с$).

$$v_d = \frac{G}{f},$$

где G - массовый расход воздуха, кг/ч; f - площадь действительного фронтального сечения, берущегося в расчет, м².

3. Рассчитываем расход теплоносителя, исходя из требуемой тепловой мощности для нагрева заданного объема воздуха (кг/с).

$$G_w = \frac{Q}{c_w \cdot (t_{вх} - t_{вых})},$$

где Q - расход тепла для нагрева воздуха, Вт; c_w - удельная теплоемкость воды (температура воды на подаче и выходе суммируется и делится пополам), Дж/(кг·°C); $t_{вх}$ - температура воды на входе в теплообменник, принимается равной 95 °C; $t_{вых}$ - температура воды на выходе из теплообменника, принимается равной 75 °C.

4. Расчет скорости горячей воды в теплообменнике (м/с). Расчет скорости движения воды в трубках принятого калорифера производится из уравнения:

$$W = \frac{G_w}{\rho_w \cdot f_w},$$

где G_w - расход теплоносителя, кг/с; ρ_w - плотность воды при средней температуре в воздухонагревателе, кг/м³; f_w - средняя площадь живого сечения одного хода теплообменника (принимается по таблице подбора калориферов КСк), м².

5. Вычисление коэффициента теплопередачи. Коэффициент теплопередачи выбранного воздухонагревателя можно рассчитать воспользовавшись таблицей 1, с данными при разных показателях массовой скорости воздуха и скорости воды КСк Вт/(м²·°C).

$$K = A \cdot V^n \cdot W^m,$$

где V - действительная массовая скорость воздуха, кг/м²·с; W - скорость движения воды в трубках, м/с; A , n , m - значение модуля и степеней из таблицы.

Таблица 1 - Расчетные значения для подсчета коэффициентов теплопередачи

КСк2 (2-х рядная модель)	A	n	m
	33.3	0.383	0.175
КСк3 (3-х рядная модель)	A	n	m
	29.3	0.437	0.168
КСк4 (4-х рядная модель)	A	n	m
	25.5	0.496	0.160

6. Расчет фактической тепловой мощности подобранных калорифера для приточной вентиляции (Вт).

$$q = K \cdot F \cdot \left(\frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} - \frac{t_{нач} + t_{кон}}{2} \right),$$

где K - коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); F - площадь поверхности нагрева выбранного калорифера (принимается по таблице подбора), м²; $t_{вх}$ -

температура воды на входе в теплообменник, °С; $t_{\text{вых}}$ - температура воды на выходе из теплообменника, °С; $t_{\text{нач}}$ - температура воздуха на входе в теплообменник, °С; $t_{\text{кон}}$ - температура нагретого воздуха на выходе из теплообменника, °С.

7. Расчет действительного расхода горячей воды (кг/сек) и действительной скорости теплоносителя (м/с).

$$g_w = \frac{q}{c_w \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})},$$

где q - фактическая тепловая мощность подобранных калориферов, Вт; c_w - удельная теплоемкость воды (температура воды на подаче и выходе суммируется и делится пополам), Дж/(кг·°С); $t_{\text{вх}}$ - температура воды на входе в теплообменник, °С; $t_{\text{вых}}$ - температура воды на выходе из теплообменника, °С.

$$w = \frac{g_w}{\rho_w \cdot f_w},$$

где g_w - фактический расход теплоносителя, кг/с; ρ_w - плотность воды при средней температуре в воздухонагревателе, кг/м³; f_w - средняя площадь живого сечения одного хода выбранного теплообменника, м².

8. Установление запаса по тепловой мощности калорифера вентиляции и его соответствия рекомендуемому диапазону. Определяем запас тепловой производительности принятого калорифера.

$$\eta = \frac{q - Q}{Q} \cdot 100,$$

где q - фактическая тепловая мощность подобранных калориферов, Вт; Q - расчетная тепловая мощность для нагрева требуемого объема воздуха, Вт.

Фактическая тепловая производительность принятого калорифера вентиляции должна быть больше, чем расчетная. Диапазон допустимого процентного соотношения фактической и расчетной мощности может составлять от 96 до 120 (от - 4 до 20) %. Если при подсчете разница составила большее значение, чем вышеупомянутые цифры, следует произвести перерасчет.

9. Расчет аэродинамического сопротивления. Величину потерь по воздуху можно рассчитать из уравнения:

$$\Delta Pa = B \cdot V^r,$$

где V - действительная массовая скорость воздуха, кг/м²·с; B, r - значение модуля и степеней из таблицы.

Коэффициенты модуля и степеней выбираются из таблицы 2 для выбранной модели водяного калорифера КСк.

Таблица 2 - Расчетные значения для подсчета аэродинамического сопротивления

КСк2 (2-х рядная модель)	В	г
	4.23	1.832
КСк3 (3-х рядная модель)	В	г
	6.05	1.832
КСк4 (4-х рядная модель)	В	г
	8.63	1.833

10. Определение гидравлического сопротивления по теплоносителю. Сопротивление по теплоносителю вычисляется на основе уже подсчитанных коэффициентов гидравлического сопротивления для конкретных моделей калориферов КСк. Таблица с коэффициентами представлена в приложении 3.

$$\Delta P_w = C \cdot W^2,$$

где C - значение коэффициента гидравлического сопротивления заданной модели теплообменника (смотреть по приложение 2); W - скорость движения воды в трубках воздухонагревателя, м/с.

5.4 Узлы регулирования

Узел регулирования предназначен для управления водяным калорифером или другим типом нагревательного устройства, использующего горячий жидкий теплоноситель, рисунок 16.



Рисунок 16 – Регулирующего узел.

Основными элементами узла регулирования являются трехходовой поворотный клапан с электроприводом и циркуляционный насос. Эти устройства поддерживают заданную температуру подогретого воздуха путем изменения температуры подаваемого в воздухонагреватель теплоносителя при сохранении его постоянного расхода.

В данном учебном-методическом пособии рассмотрен подбор узлов регулирования компании *Danfoss*, марки *DSM* [5]. Типоразмер узла регулирования выбирается из таблицы 3 в зависимости от расчетного

расхода теплоносителя через воздухонагреватель G_m в м³/ч и расхода воздуха G_{max} м³/ч. У полученной модели узла требуется вычислить располагаемый напор. Для этого используем диаграммы приложения 3.

Таблица 3 – Основные технические характеристики регулирующего узла

Обозначение узла	Ду, Прис. Элем, мм	Расход теплоносителя, м ³ /ч	Расход воздуха, м ³ /ч	Клапан		Насос	
				Ду, мм	Kvs, м ³ /ч	Ду, мм	Макс. перепад, м вд. ст.
<i>DSM-H20-5,6-1,0</i>	20	0,2–0,4	362–723	15	1,00	20	5,6
<i>DSM-H20-5,2-1,63</i>	20	0,41–0,8	741–1446	15	1,63	20	5,1
<i>DSM-H20-4,7-2,5</i>	20	0,81–1,2	1465–2170	15	2,50	20	4,4
<i>DSM-H25-4-4,0</i>	25	1,21–1,7	2188–3074	20	4,00	20	3,6
<i>DSM-H25-3,4-6,3</i>	25	1,71–2,2	3092–3978	20	6,30	20	2,9
<i>DSM-H25-5,7-6,3</i>	25	2,21–3,2	3996–5682	20	6,30	25	4,5
<i>DSM-H25-5-10</i>	25	3,21–4,2	5700–7458	25	10,0	25	3,4
<i>DSM-H32-4,8-10</i>	32	4,21–4,5	7476–7991	25	10,0	25	2,4
<i>DSM-H32-9,5-16</i>	32	4,51–7	8008–12430	32	16,0	32	7,7
<i>DSM-H40-5,6-25</i>	40	7,10–11,1	12608–19711	40	25,0	40	5,6
<i>DSM-H50-7,7-40</i>	50	11,2–18,1	19888–32142	50	40,0	50	7,2

5.5 Подбор рекуператора

Благодаря теплоутилизатору тепло, забираемое из удаляемого воздуха, передается приточному. При этом конструкция рекуператора определяет условия его применения, эффективность и качество приточного воздуха на выходе из устройства.

Для подбора рекуператора была использована программа «HEATEX Select» (см. рисунок 18), применяемая для расчета рекуператоров *Klingenburg* [6]. Помимо расчета производительности рекуператоров программа также позволяет конвертировать объемный расход в массовый с учетом параметров воздуха (температура, относительная влажность).

При запуске программы требуется выбрать русский язык и вкладку «пластинчатые рекуператоры». Далее будет доступно окно интерфейса программы подбора, представленное на рисунке 17.

Рисунок 17 – Подбор рекуператора для осушительной установки

Требуется выбрать в окне сезона пункт «Зима», в окне «Шаги» выбираем «1 шаг» и в окне «Байпас» выбираем «Без байпаса». Для расчета рекуператора используются данные из раздела расчета эффективности рекуператора и вписываются в специальные поля для заполнения. А именно: расход воздуха в пункте «поток воздуха в», температуру и влажность наружного и внутреннего воздуха в пунктах «температура в» и «RH%», давление наружного воздуха равного 101325 Па. Общая ширина рекуператора может быть выбрана в диапазоне от 500 до 1000 мм. Тип рекуператора, значение шага пластин и высоты поперечного сечения подбирается методом итераций, до момента совпадения рассчитанных значений воздуха с состоянием до рекуператора и после рекуператора притока и вытяжки. В примере выбран рекуператор серии «Н» с высотой поперечного сечения (четыре цифры после обозначения типа рекуператора) 750 мм и шагом пластин 10,5 мм.

Производительность		Описание	
ВЫТЯЖКА		ПРИТОК	
Зима	Лето	Зима	Лето
Поток воздуха:	3	3	3
Падение давления: *)	138 / 137	114 / 130	114 / 130
Efficiency(влажный/сухой)	N/A	51 / 40%	51 / 40%
эффективность(влажн)	26 / 40%	51 / 40%	51 / 40%
Состояние до рекуператора:	30,0 °C, 60% r.h.	-30,0 °C, 85% r.h.	-30,0 °C, 85% r.h.
Состояние после рекуператора:	14,2 °C, 100,0% r.h.	0,6 °C, 6,8% r.h.	0,6 °C, 6,8% r.h.
Скорость движения воздуха	3,45 / 8,21	2,76 / 7,19	2,76 / 7,19
Переданная мощность:	91,5 kW	63,3 l/h, tконд 21,4 °C	63,3 l/h, tконд 21,4 °C
Energy efficiency/class: **		тобм. < -19,0 °C	тобм. < -19,0 °C
Эффективность Eгр (соответствие 2018 мин 73%)		38% / H5	38% / H5
		40%	40%

*) Фактическое падение давления/ Падение давления в пересчете на плотность 1.2 кг/м3
 **) [calculated without motor power consumption]

Рисунок 18 - Результаты расчета рекуператора

После заполнения всех полей требуется нажать на кнопку «расч. Рекуператора». В нижней части программы появятся результаты расчета рекуператора, рисунок 18. Необходимо обеспечить подбором соответствие

параметров до и после рекуператора для вытяжки и притока с расчетными данными из раздела 2.4. Скорость движения воздуха, показываемая в соответствующей графе результатов расчета, не должна превышать 4 м/с.

5.7 Подбор компрессора

В приточной вытяжных установка следует устанавливать компрессор с низким уровнем шума, высокой надежностью и компактностью. Под данные критерии подходит спиральный компрессор. Компрессор рассчитывается по холодопроизводительности. В общепринятой инженерной практике выбор компрессоров осуществляется с помощью программ подбора, разрабатываемых производителями компрессорной техники и свободно распространяемых по открытой лицензии. В качестве примера воспользуемся программой компании *Copeland «Selection software 8»* (рисунок 19) [7].

The screenshot displays the 'Selection software 8' interface. The top section contains input fields for refrigerant (R407C), evaporator temperature (5.00°C), condenser temperature (15.00°C), and other system parameters. The bottom section shows a table of compressor options with the following data:

КОМПРЕССОР	Холодопроизводительность kW	Мощность kW	Кол-во, коэф-т	Рабочий ток А	Массовый расход на всасывании g/s	Объемная производительность м³/д
ZR34KCE-TFD	20,70	6,41	3,23	12,17	135,50	22,1
ZR100KRE-TFD	23,20	7,02	3,31	13,11	151,50	24,9
ZR66KSE-TFD	23,80	6,89	3,46	13,20	155,50	25,7
ZR76KSE-TFD	27,30	8,23	3,32	15,19	178,00	28,8
ZR125KRE-TFD	27,20	8,24	3,30	15,06	177,00	29,1
ZR144KRE-TFD	31,10	9,34	3,34	16,56	202,00	33,2
ZR95KSE-TFD	34,10	10,35	3,29	19,36	222,00	36,4
ZR160KRE-TFD	33,60	10,55	3,18	19,33	219,00	36,4
ZR190KRE-TFD	39,60	12,60	3,14	25,21	258,00	43,3
ZR114KSE-TFD	39,70	12,60	3,15	26,65	259,00	43,4
ZR250KCE-TWD	52,60	16,65	3,16	28,18	343,00	56,6
ZR310KCE-TWD	65,40	20,40	3,17	35,63	427,00	71,4
ZR300KCE-TWD	60,60	25,00	3,23	43,30	526,00	87,5

Рисунок 19 – Интерфейс программы “Selection software 8”

Для подбора компрессора потребуется ввести необходимые данные в следующие окна: «Настройки», «Требования/Выбор», «Рабочие условия», «Семейство», «Выбор».

В окне «Семейство» следует открыть вкладку «Кондиционирование воздуха» и добавить галочки над пунктами «Спиральный стандартный» и «Спиральный – горизонт». В остальных вкладках убрать галочки, если они есть, рисунок 20.

В окне «Настройки» требуется выбрать хладагент $R407C$, главным преимуществом которого является альтернатива фреону $R22$. Он может использоваться как в бытовой климатической технике, так и в промышленных климатических установках. В строке «Темп. Рекомендации» выбрать «Точка росы». В графе «Электропитание» выбрать «50 Hz» и «380-420 / 3 / 50 Hz», рисунок 20.

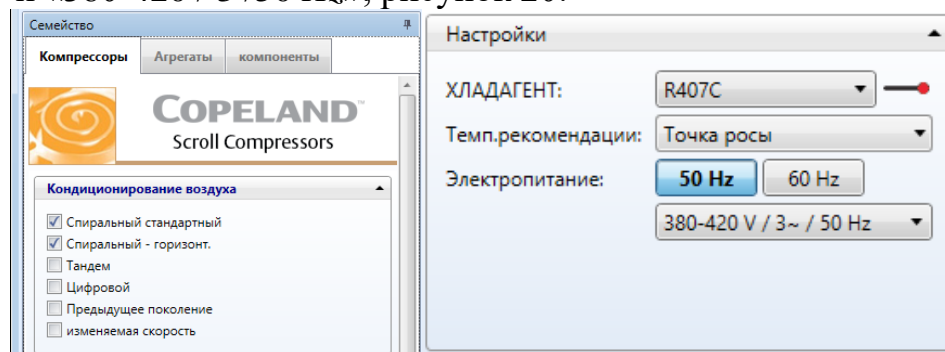


Рисунок 20 – Окна «семейство» и «настройки»

В окне «Требования/Выбор», в графе «требование» перевести режим в «ON» и написать требуемую холодопроизводительность Q_x , рисунок 21. В случае если ранее было применено деление холодильной машины на два контура или если в холодопроизводительность компрессоров, представленных в программе, недостаточна для обеспечения Q_x , при подборе следует использовать вдвое меньшее значение Q_x .

В окне «Рабочие условия» указываются ключевые характеристики холодильного цикла. Нажимая на название параметров, в выпадающем списке необходимо выбрать параметры, как показано на рисунке 21, и ввести их значения.

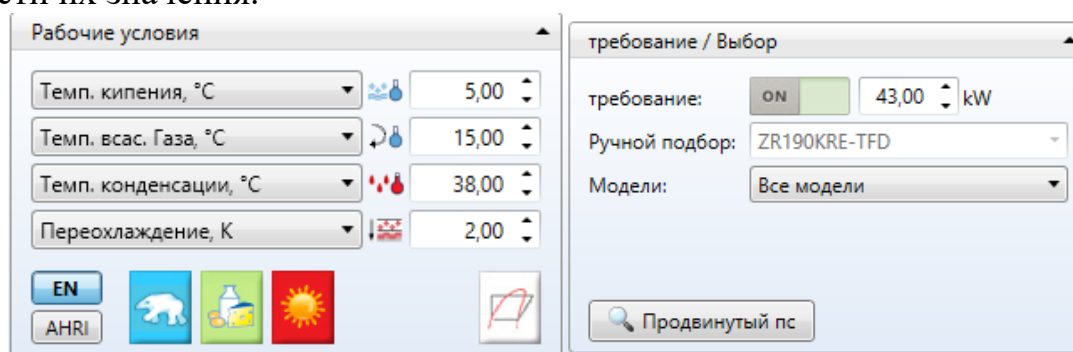


Рисунок 21 – Окна «требование/выбор» и «рабочие условия»

Температура кипения принимается на 4-6 К ниже температуры поверхности испарителя t_x . Температура конденсации должна быть на 5-10 К выше температуры после конденсатора в ночном режиме t_3^H . Значения перегрева и переохлаждения принять 10 К и 2 К соответственно.

Программа автоматически подберет требуемый компрессор с холодопроизводительностью большей или равной значению Q_x заданному

в окне «Требования/Выбор». Во вкладках окна «Выбор» доступна подробная информация о выбранном компрессоре, в том числе его энергопотребление, присоединительные размеры и габаритные чертежи, рисунок 22. В этом окне также возможно ручное переключение компрессоров путем нажатия стрелок справа и слева от наименования модели компрессора.

КОМПРЕССОР:	Холодопроизводительность kW	Мощность kW	Холод. коэфф-т	Рабочий ток А	Массовый расход на всасывании g/s	объемная производит. m³/h
ZS09KAE-TFD	2,13	1,08	1,96	2,20	17,75	3,73
ZS11KAE-TFD	2,57	1,28	2,00	2,62	21,40	4,39
ZS13KAE-TFD	2,91	1,49	1,95	2,86	24,20	5,04
YB12K1E-TFDN	3,40	1,64	2,07	3,06	28,30	5,76
YB17K1E-TFDN	4,76	2,19	2,18	3,70	39,60	8,00
YB21K1E-TFDN	6,05	2,75	2,20	4,79	50,40	9,95
YB24K1E-TFDN	6,77	3,15	2,15	5,82	56,40	11,4
YB31K1E-TFDN	8,54	3,82	2,23	7,36	71,10	14,3
YB36K1E-TFDN	10,20	4,47	2,28	8,21	84,70	16,7
YB45K1E-TFDN	12,80	5,73	2,23	9,89	106,50	21,4
ZB66K5E-TFD	15,45	7,01	2,21	13,38	128,50	25,7
ZB76K5E-TFD	18,10	8,21	2,21	15,32	150,50	28,8
ZB95K5E-TFD	22,40	10,45	2,15	19,90	186,50	36,4
ZB114K5E-TFD	26,20	12,65	2,07	24,61	218,00	43,4
ZB220KCE-TWM	53,20	24,60	2,16	42,15	443,00	87,5

Рисунок 22 – Окно «Выбор»

5.8 Подбор компонентов теплового насоса

После подбора компрессора требуется подобрать регулирующие и линейные компоненты. Некоторые производители предлагают программные решения для подбора таких комплектующих, что значительно упрощает проектирование холодильного контура. В данном примере использована программа «Coolselector®2» (см. рисунок 23) [8].

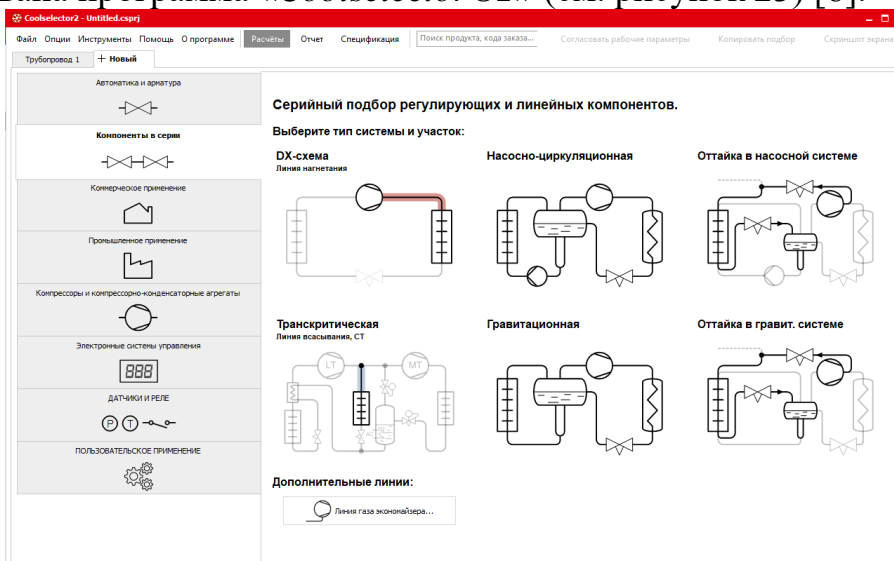


Рисунок 23 – Интерфейс начального меню программы «Coolselector®2»

При открытии программы следует выбрать вкладку «Компоненты в серии», «DX- схема» и выбрать необходимый участок фреонового контура. Для начала рассмотрим линию нагнетания. Функционально интерфейс (см. рисунок 25) разделяется на 4 части:

- окно с изделиями; которые можно добавить в линию;
- рабочие параметры;
- линия;
- результаты расчета линии.

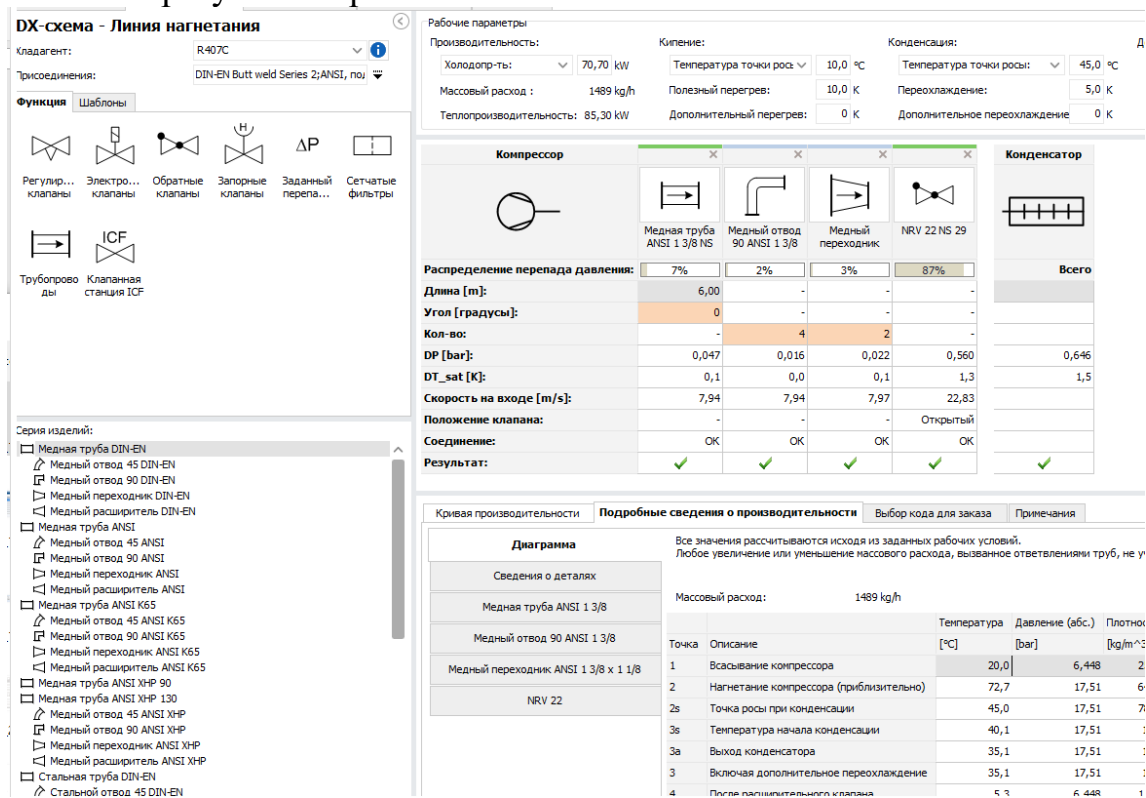


Рисунок 25 - Интерфейс меню линии нагнетания

Вначале заполним вкладку «Рабочие параметры», рисунок 26. В графе «производительность» выбрать холодопроизводительность и вписать значение холодопроизводительности выбранного компрессора. Во вкладке «кипения и конденсация» следует указать значения, использованные ранее в аналогичных графах при подборе компрессора.

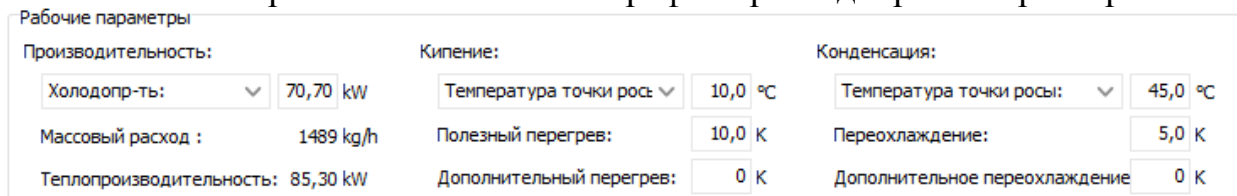


Рисунок 26 – вкладка «Рабочие параметры»

Во вкладке с изделиями выбрать хладагент, который используется в тепловом насосе. Ниже выбираем иконку трубопровода и добавляем

медный трубопровод ANSI двойным нажатием мыши, рисунок 27. Также добавим отвод 90 ANSI. Далее нажимаем на иконку обратных клапанов и выберете серию изделий NRV v 2, рисунок 27.

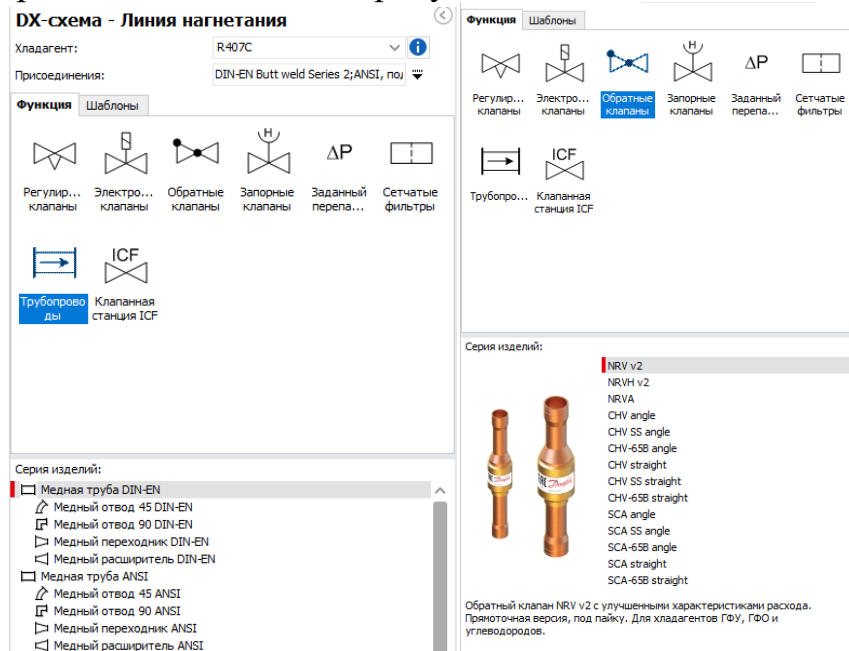


Рисунок 27 – Вкладка с выбором регулирующие и линейные компонентов системы и хладагента

Во вкладке «линии» появятся все те компоненты, которые выбрали во вкладке с изделиями. Оранжевым цветом указаны данные, которые можно изменить, например, можно изменить длину трубы, что влияет на общее сопротивление на линии нагнетания, рисунок 28.

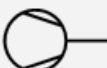




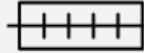
Компрессор	×	×	×	×	Конденсатор
					
	Медная труба ANSI 1 3/8 NS	Медный отвод 90 ANSI 1 3/8	Медный переходник	NRV 22 NS 29	
Распределение перепада давления:	7%	2%	3%	87%	Всего
Длина [m]:	6,00	-	-	-	
Угол [градусы]:	0	-	-	-	
Кол-во:	-	4	2	-	
DP [bar]:	0,047	0,016	0,022	0,560	0,646
DT_sat [K]:	0,1	0,0	0,1	1,3	1,5
Скорость на входе [m/s]:	7,94	7,94	7,97	22,83	
Положение клапана:	-	-	-	Открытый	
Соединение:	OK	OK	OK	OK	
Результат:	✓	✓	✓	✓	✓

Рисунок 28 – Вкладка линии нагнетания

Для понимания, правильно ли был произведен подбор, следует обратить внимание на два пункта: «Соединение» и «Результат».

«Соединение» должно иметь значение ОК, что обозначает, что предыдущий и следующий элемент системы имеют одинаковый присоединительный диаметр.

При удовлетворении требований подбора в ячейке «Результат» отобразится символ «зеленая галочка». В противном случае следует нажать на иконку компонента и выбрать из предложенного списка компонент ближайшего типоразмера и присоединительного диаметра, рисунок 29.

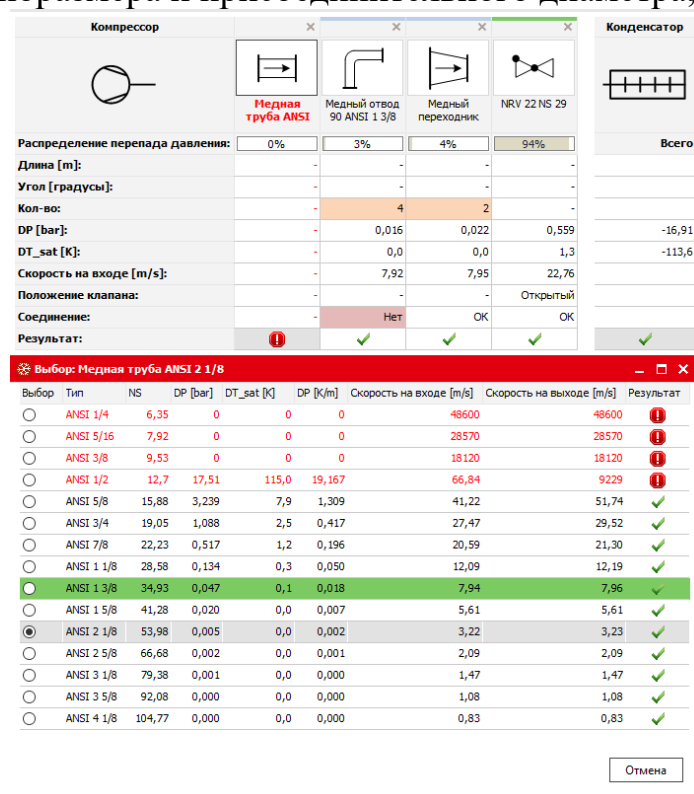


Рисунок 29 – Выбор медной трубы

После подбора регулирующих и линейных компонентов системы доступен просмотр подробных сведений о производительности и кривая производительности для всех компонентов, рисунок 30.

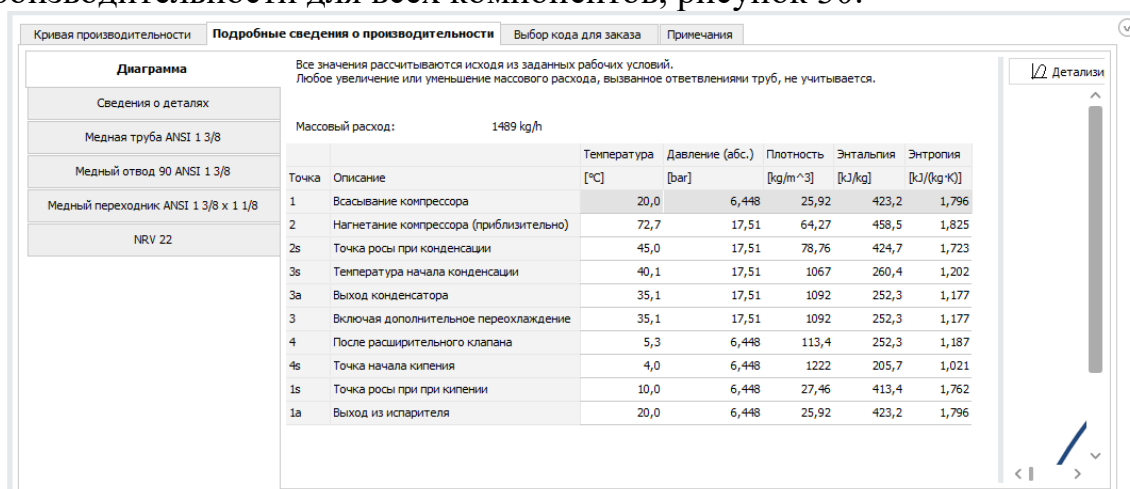


Рисунок 30 – Вкладка результатами расчета линии нагнетания

Подберем компоненты для линии всасывания. Нажимаем на вкладку «новый» в верхнем левом углу и выбираем линию всасывания, рисунок 31.

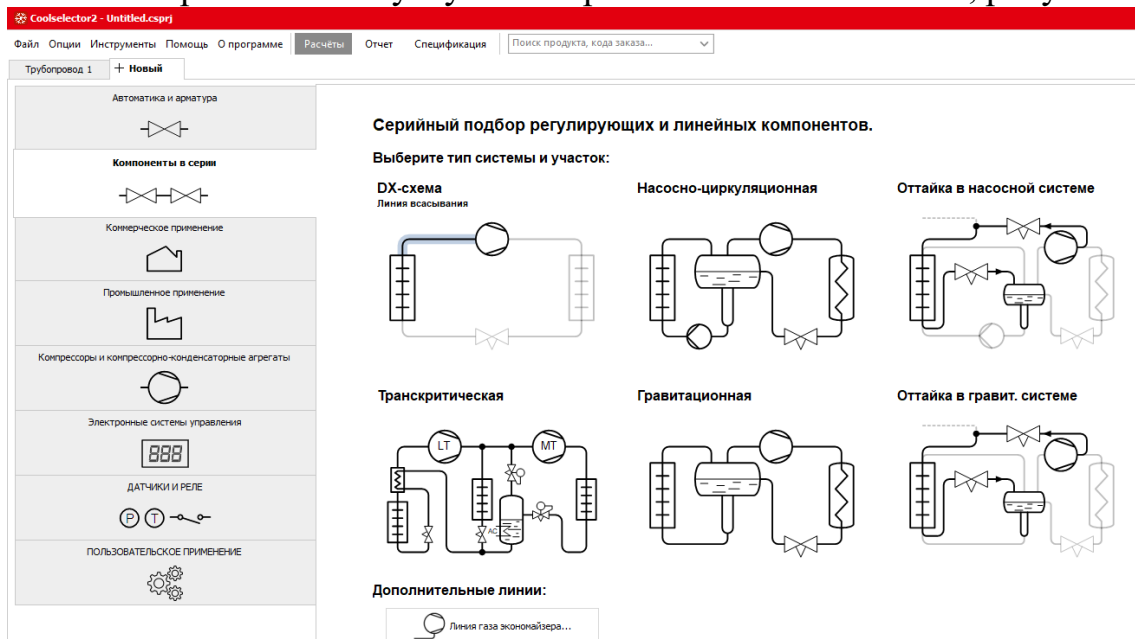


Рисунок 31 – Открытие новой вкладки трубопровода

На линии всасывания расположен антикислотный фильтр, осушитель и отделитель жидкости. Добавляем трубу в расчет гидравлических потерь, также добавляем несколько отводов на линии всасывания и антикислотный фильтр DSR, рисунок 32.

DX-схема - Линия всасывания

Хладагент: R407C
Присоединения: Все

Функция | Шаблоны

Регулир... клапаны | Электро... клапаны | Обратные клапаны | Запорные клапаны | Заданный перепа... | Сетчатые фильтры

Фильтры антикисл... | Смотровые стекла | Трубопро... | Клапанная станция ICF

Серия изделий:

Рабочие параметры

Производительность: Холодопр-ть: 70,70 kW | Кипение: Температура точки росы: 10,0 °C | Конденсация: Температура точки росы: 45,0 °C

Массовый расход: 1489 kg/h | Полезный перегрев: 10,0 K | Переохлаждение: 5,0 K

Теплопроизводительность: 85,30 kW | Дополнительный перегрев: 0 K | Дополнительное переохлаждение: 0 K

Испаритель	Медная труба ANSI 2 1/8 NS	Медный отвод 90 ANSI 2 1/8	Медный переходник	DCR 19211-DA NS 35	Компрессор
Распределение перепада давления:	9%	5%	15%	71%	Всего
Длина [m]:	6,00	-	-	-	-
Угол [градусы]:	0	-	-	-	-
Кол-во:	-	4	1	-	-
DP [bar]:	0,012	0,007	0,022	0,103	0,144
DT_sat [K]:	0,1	0,0	0,1	0,5	0,7
Скорость на входе [m/s]:	7,99	8,24	8,03	14,79	-
Положение клапана:	-	-	-	-	-
Соединение:	OK	OK	OK	OK	-
Результат:	✓	✓	✓	✓	✓

Рисунок 32 – Линия всасывания

Подберем компоненты для линии жидкости высокого давления. На линии должны быть: Фильтр-осушитель DSL; Смотровое стекло SGS; Электронно-магнитный клапан EVR; Термостатический расширительный клапан TGE, рисунок 33.

DX-схема - Линия жидкости высокого давления

Хладагент: R-407C
 Присоединения: Все

Рабочие параметры:
 Производительность: 70,70 kW
 Холодопр-ты: 10,0 °C
 Температура точки росы: 10,0 °C
 Температура точки росы: 45,0 °C
 Дополнительно: Температура нагнетания 72,7 °C
 Массовый расход: 1489 kg/h
 Полезный перегрев: 10,0 K
 Переохлаждение: 5,0 K
 Теплопроизводительность: 85,30 kW
 Дополнительный перегрев: 0 K
 Дополнительное переохлаждение: 0 K

Функция: Шаблон

Регулирующие клапаны: Регулирующие клапаны, Обратные клапаны, Запорные клапаны, Электронно-расширительные клапаны, Термостатно-расширительные клапаны

Смотровые стекла: Смотровые стекла

Серия изделий: EVR v2, EVU, EVUL, AKV, AKV 10P, EVRA, EVRAT, EVRS

Конденсатор		Медная труба ANSI 7/8 NS 22	Медный отвод 90 ANSI 7/8 NS	DCL 60%	SGS 7/8 NS 22	Медный расширитель	EVR 25 v2 NS 29	Медный переходник	TGE 20 - 20 NS 22	Испаритель
Распределение перепада давления:		0%	0%	0%	0%	0%	1%	0%	98%	Всего
Длина [m]:	8,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Угол [градусы]:	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Кол-во:	-	6	-	-	-	1	-	2	-	-
Номинальная производительность [kW]:	-	-	-	-	-	-	-	-	-	71,22
Мин. производительность [kW]:	-	-	-	-	-	-	-	-	-	17,81
Нагрузка [%]:	-	-	-	-	-	-	-	-	-	99
DP [bar]:	0,052	0,010	0,043	0,006	0,001	0,112	0,005	10,83	11,06	
DT_sat [K]:	0,1	0,0	0,1	0,0	0,0	0,3	0,0	35,6	36,2	
Скорость на входе [m/s]:	1,21	1,15	1,21	1,22	1,22	0,77	0,71	2,69		
Положение клапана:	-	-	Открытый	-	-	Частично открытый	-	Открытый		
Соединение:	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Результат:	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

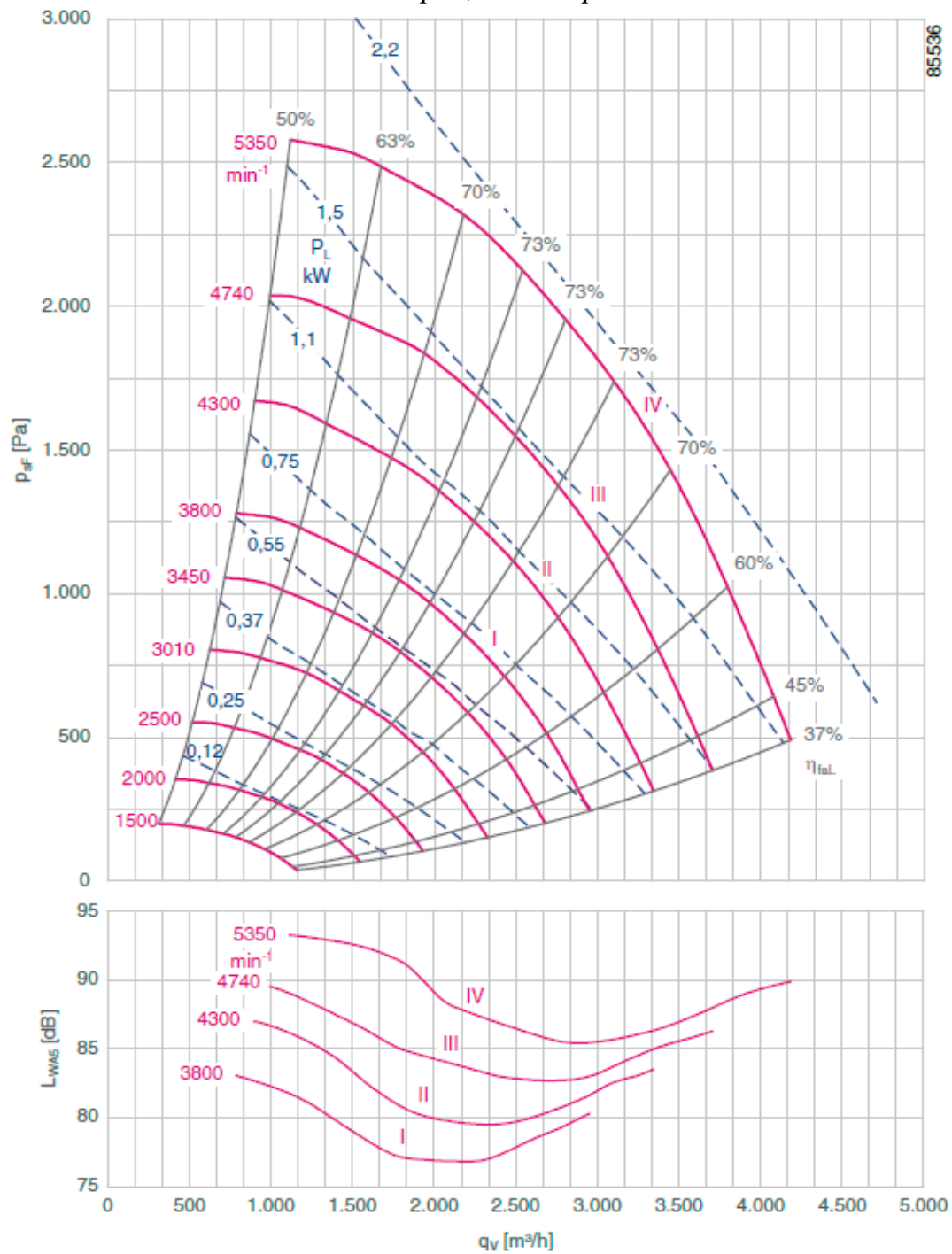
Рисунок 33 – Линия жидкости высокого давления

Приложение 1. Индивидуальные задания по вариантам

№ вар .	Населенный пункт	Влаговыведение в дневное время $W_{д}$, л/ч	Влаговыведение в ночное время $W_{д}$, л/ч	Минимальная доля свежего воздуха n_{min} , %	Напор вентиляторов $P_{в}$, Па
1	Братолюбовка	101	35	30	1100
2	Зима	52	21	30	1180
3	Койнас	49	20	40	550
4	Астрахань	85	22	40	250
5	Мариинск	115	51	50	680
6	Монды	81	31	50	1120
7	Архара	43	11	30	390
8	Емецк	96	42	40	950
9	Багдарин	40	14	40	1140
10	Средняя Ньюкжа	140	44	40	520
11	Котельниково	95	25	50	470
12	Астрахань	74	31	40	590
13	Воронеж	102	28	50	520
14	Агинское	117	53	20	670
16	Тыган-Уркан	135	35	40	1020
17	Норский Склад	75	23	20	380
18	Дербент	61	19	50	520
19	Эльтон	37	14	50	1070
20	Багдарин	32	12	40	370
21	Волгоград	51	17	50	1050
22	Рубцовск	72	32	30	390
23	Дамбуки	100	30	30	1180
24	Орел	33	14	30	240
25	Коткино	47	18	30	440
26	Балашов	35	13	50	990
27	Умба	44	18	50	570
28	Туринск	56	21	50	1080
29	Оренбург	66	19	30	480
30	Выкса	130	43	30	340
31	Кувандык	79	35	30	1130
32	Сосуново	54	16	40	600
33	Владикавказ	61	23	50	580
34	Богополь	103	42	40	490
35	Саранск	116	48	30	850
36	Енисейск	109	29	30	730
37	Москва	41	11	50	760
38	Пулозеро	77	25	50	1100
39	Волочанка	63	19	30	540
40	Севастополь	35	10	40	310
41	Чухлома	82	22	30	760
42	Индига	108	39	50	1030
43	Тихорецк	106	30	30	1120
44	Аркагала	67	24	40	880
45	Керчь	45	26	40	410

Приложение 2. Технические характеристики вентиляторов

ER25Cpro, GR25Cpro

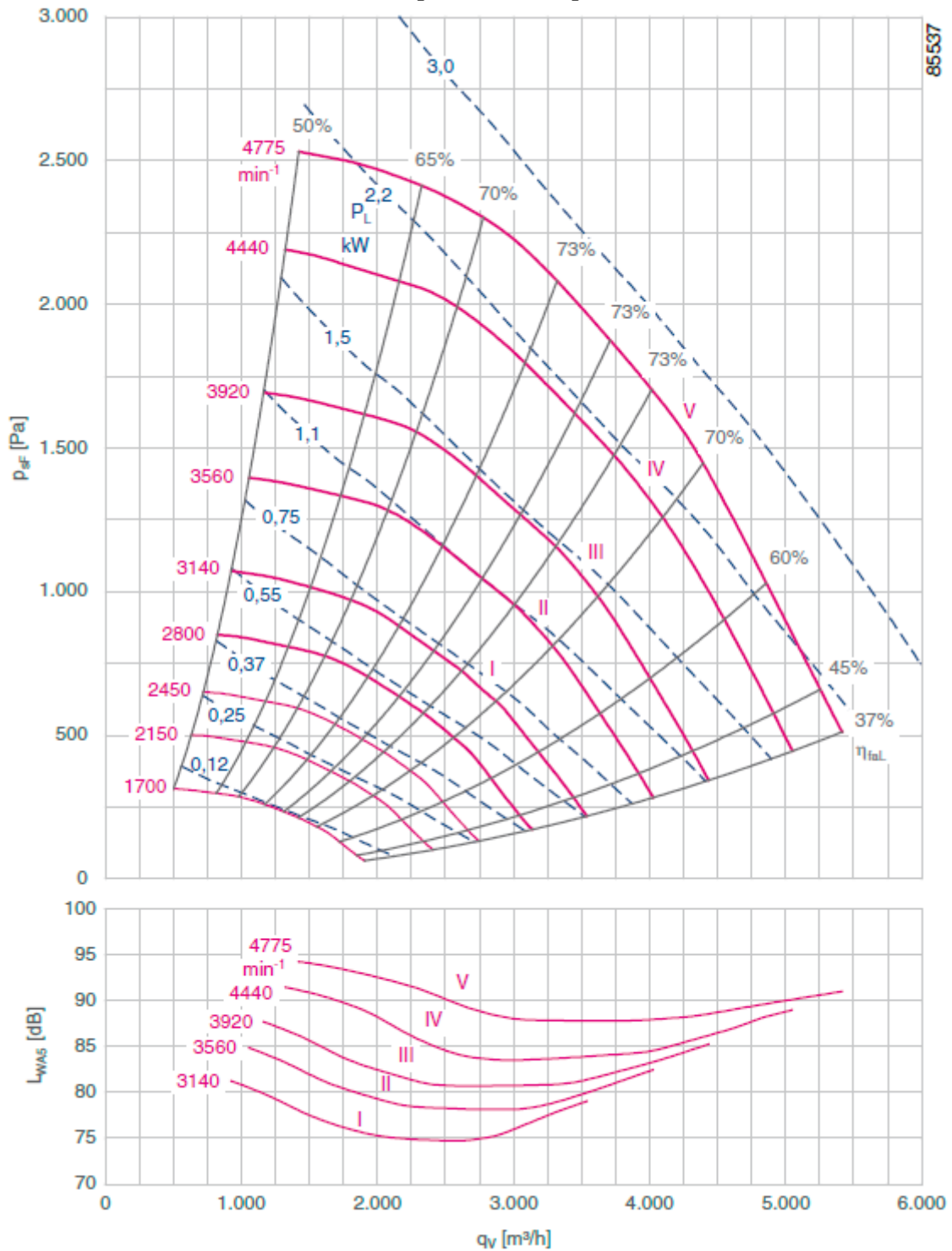


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	№ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота f_{max} Гц
0.75	ER25C-2DN.B7.CR	80M	I	2875	1.68	3800	67
1.10	ER25C-2DN.B7.CR	80M	II	2875	2.37	4300	76
1.50	ER25C-2DN.C7.CR	90S	III	2890	3.13	4740	83
2.20	ER25C-2DN.D7.CR	90L	IV	2890	4.48	5350	94

* Вентиляторы с рабочими колесами ER..Cpro и GR..Cpro имеют одинаковые технические характеристики

ER28Cpro, GR28Cpro

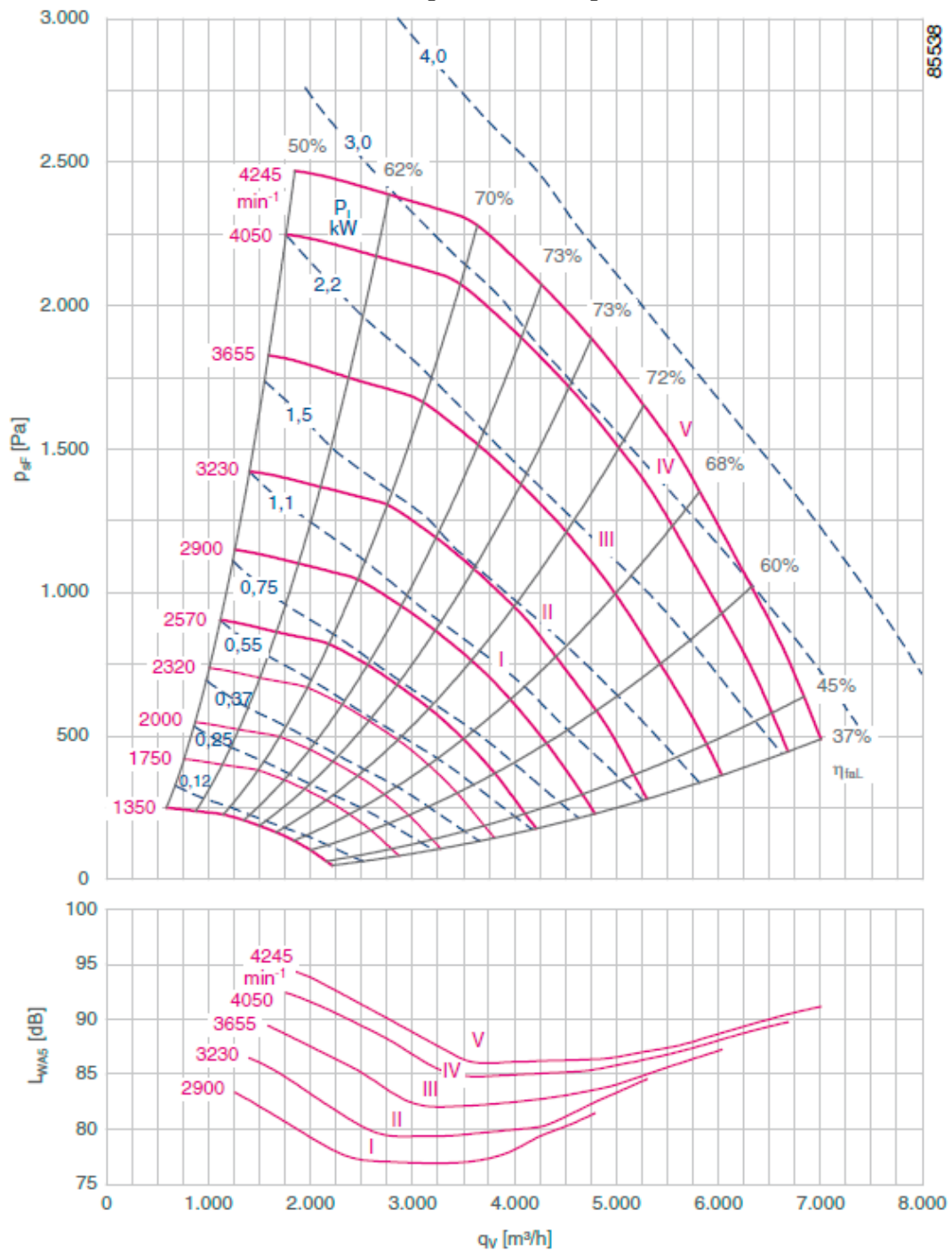


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	№ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота вращения f_{max} Гц
0.75	ER28C-2DN.B7.CR	80M	I	2875	1.68	3140	56
1.10	ER28C-2DN.B7.CR	80M	II	2875	2.37	3560	63
1.50	ER28C-2DN.C7.CR	90S	III	2890	3.13	3920	69
2.20	ER28C-2DN.D7.CR	90L	IV	2890	4.48	4440	78
3.00	ER28C-2DN.E7.CR	100L	V	2891	5.86	4775	83

* Вентиляторы с рабочими колесами ER..Cпро и GR..Cпро имеют одинаковые технические характеристики

ER31Cpro, GR31Cpro

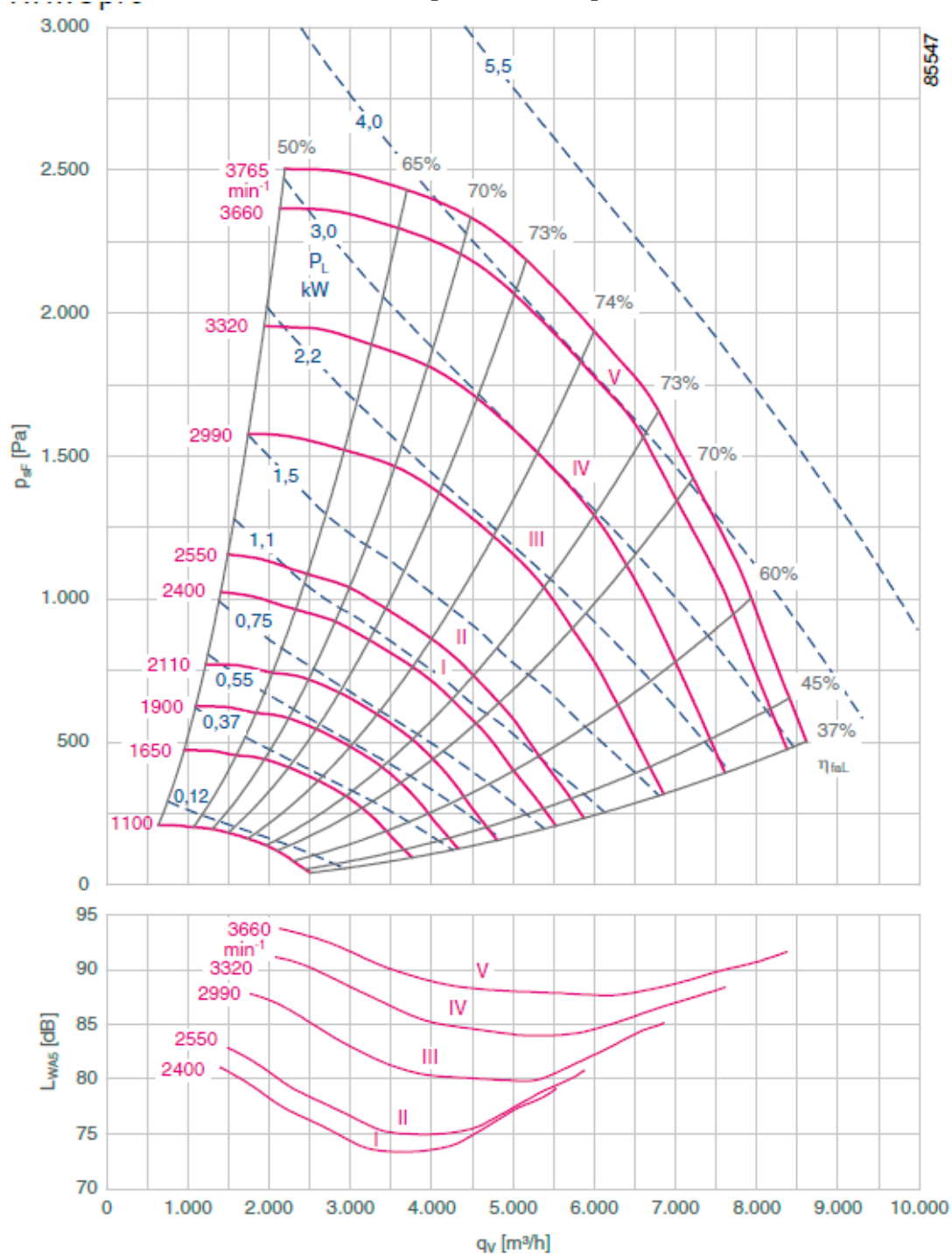


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	№ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота f_{max} Гц
1.10	ER31C-2DN.B7.CR	80M	I	2875	2.37	2900	51
1.50	ER31C-2DN.C7.CR	90S	II	2890	3.13	3230	57
2.20	ER31C-2DN.D7.CR	90L	III	2890	4.48	3655	64
3.00	ER31C-2DN.E7.CR	100L	IV	2891	5.86	4050	70
4.00	ER31C-2DN.F7.CR	112M	V	2900	7.65	4245	74

* Вентиляторы с рабочими колесами ER..Cpro и GR..Cpro имеют одинаковые технические характеристики

ER35Cpro, GR35Cpro

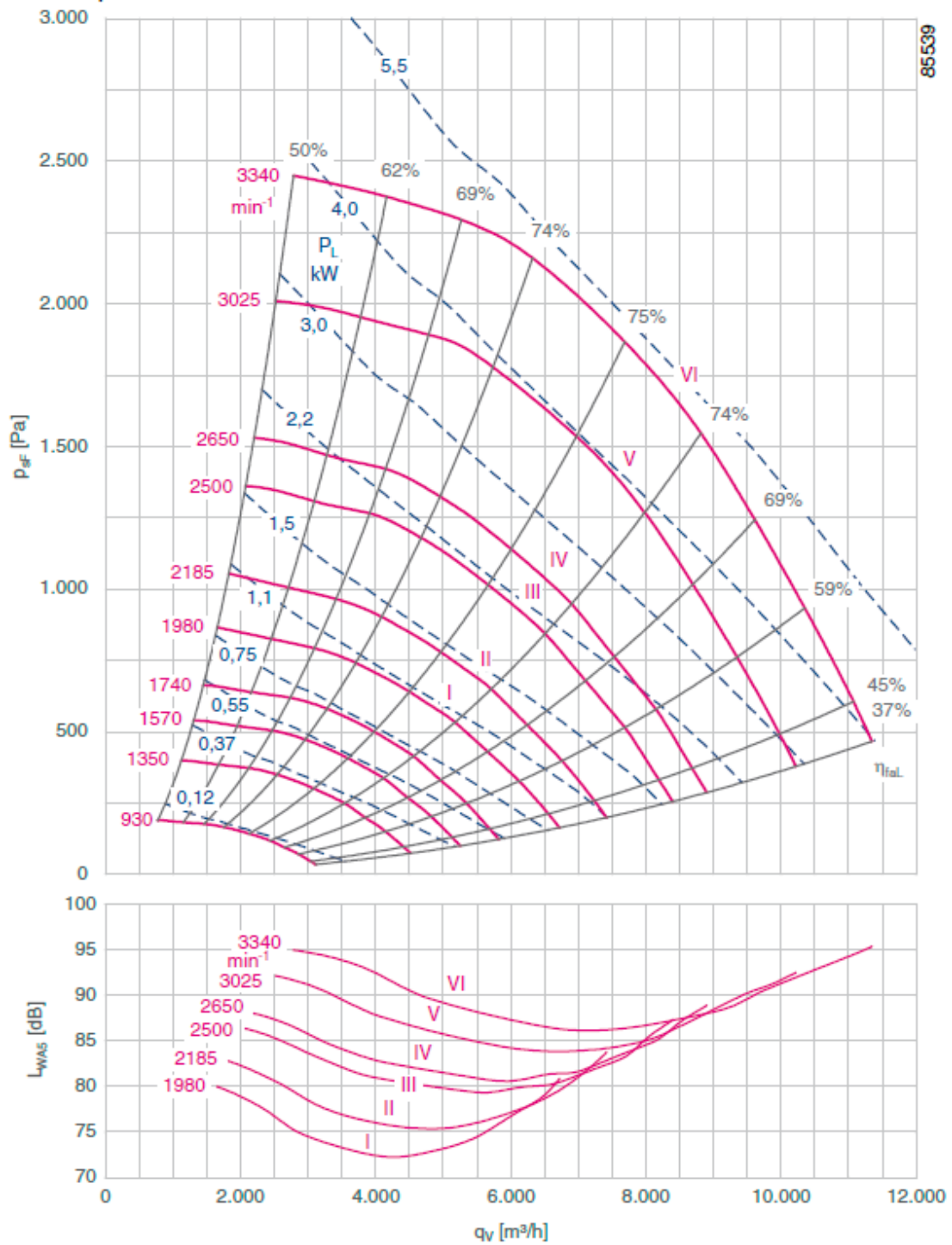


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	NQ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота вращения f_{max} Гц
1.10	ER35C-4DN.C7.CR	90S	I	1400	2.53	2400	86
1.50	ER35C-4DN.D7.CR	90L	II	1445	3.39	2640	94
2.20	ER35C-2DN.D7.CR	90L	III	2890	4.48	2990	53
3.00	ER35C-2DN.E7.CR	100L	IV	2891	5.86	3320	58
4.00	ER35C-2DN.F7.CR	112M	V	2900	7.65	3660	64

* Вентиляторы с рабочими колесами ER...Cпро и GR...Cпро имеют одинаковые технические характеристики

ER40Cpro, GR40Cpro

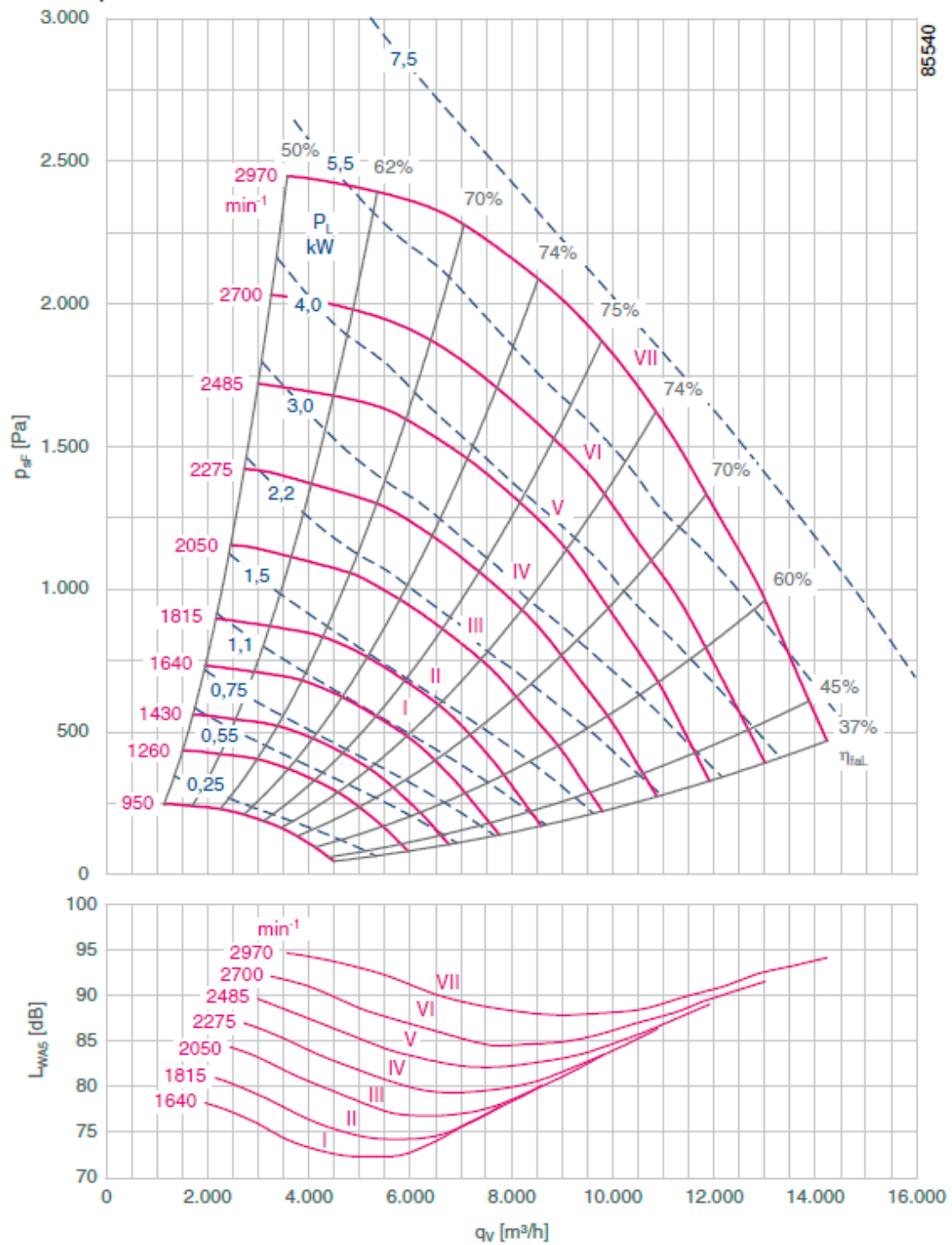


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	№ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_n [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_n А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота f_{max} Гц
1.10	ER40C-4DN.C7.CR	90S	I	1400	2.53	1980	71
1.50	ER40C-4DN.D7.CR	90L	II	1445	3.39	2185	78
2.20	ER40C-4DN.E7.CR	100L	III	1440	4.65	2500	87
3.00	ER40C-4DN.E7.CR	100L	IV	1440	6.18	2650	93
4.00	ER40C-2DN.F7.CR	112M	V	2900	7.65	3025	53
5.50	ER40C-2DN.G7.CR	132S	VI	2900	10.60	3340	58

* Вентиляторы с рабочими колесами ER...Cпро и GR...Cпро имеют одинаковые технические характеристики

ER45Cpro, GR45Cpro

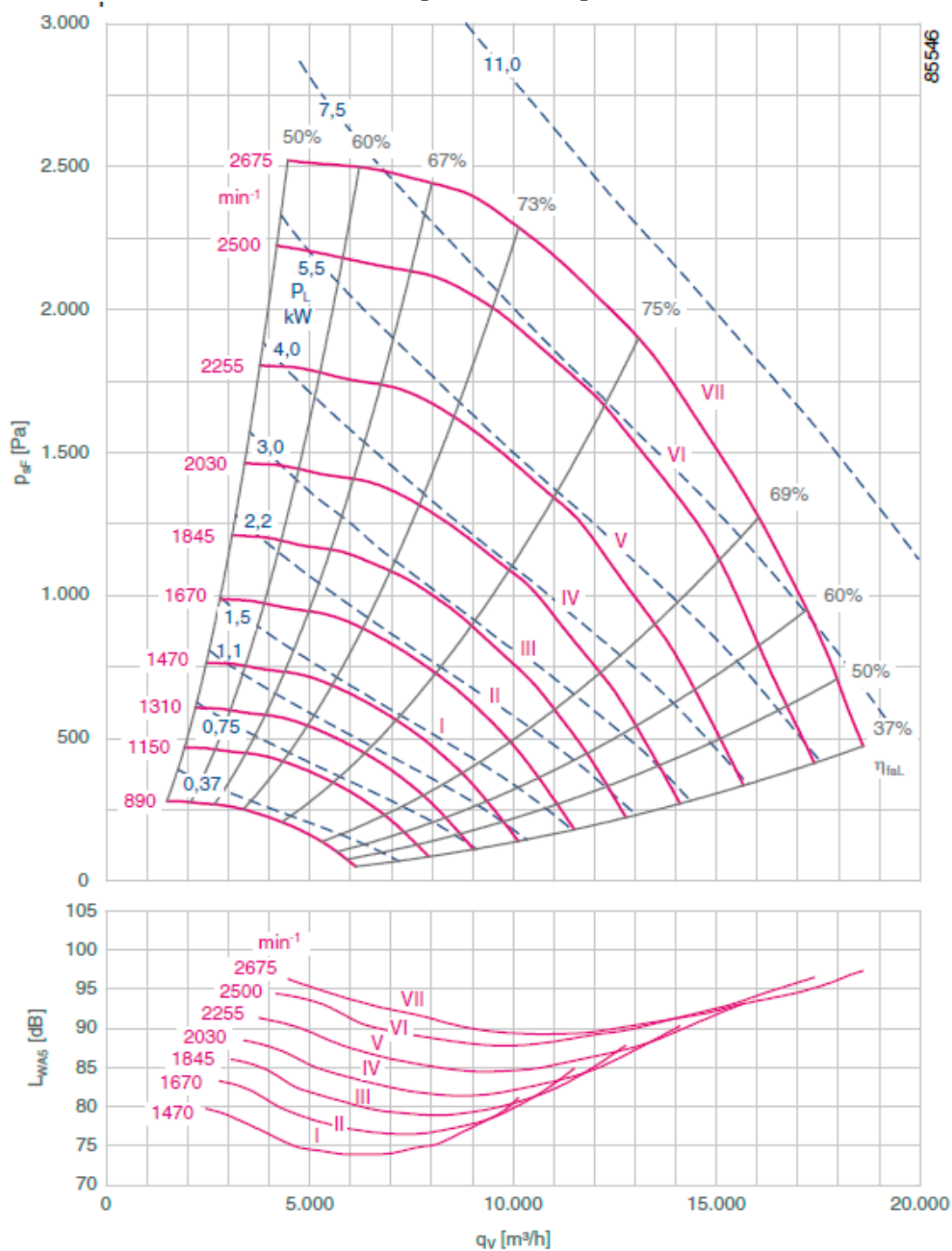


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	№ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота f_{max} Гц
1.10	ER45C-4DN.C7.CR	90S	I	1400	2.53	1640	59
1.50	ER45C-4DN.D7.CR	90L	II	1445	3.39	1815	65
2.20	ER45C-4DN.E7.CR	100L	III	1440	4.65	2050	71
3.00	ER45C-4DN.E7.CR	100L	IV	1440	6.18	2275	80
4.00	ER45C-4DN.F7.CR	112M	V	1450	8.13	2485	86
5.50	ER45C-4DN.G7.CR	132S	VI	1460	10.90	2760	96
7.50	ER45C-2DN.G7.CR	132S	VII	2940	13.90	2970	51

* Вентиляторы с рабочими колесами ER...Cпро и GR...Cпро имеют одинаковые технические характеристики

ER50Cpro, GR50Cpro

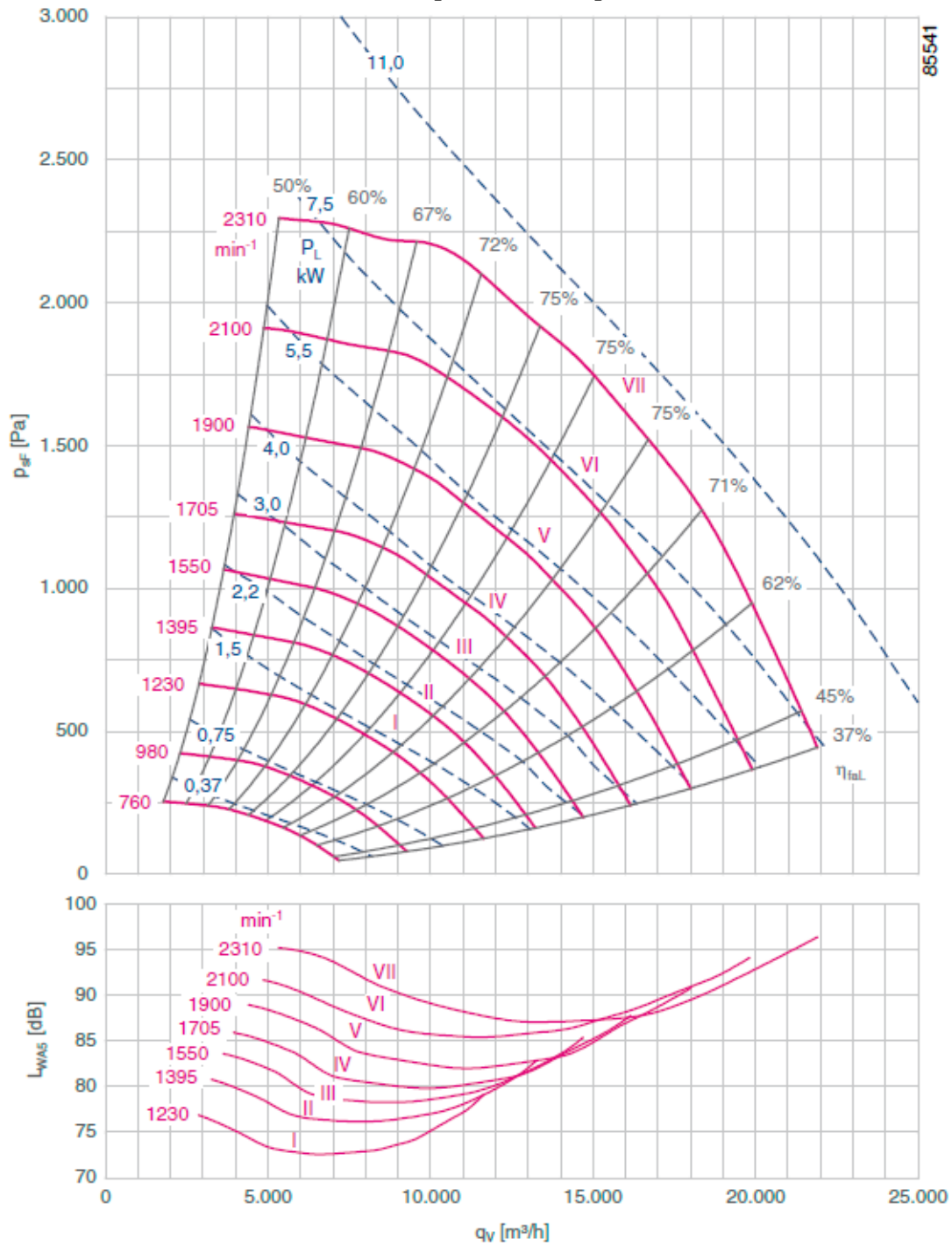


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	№ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота f_{max} Гц
1.50	ER50C-4DN.D7.CR	90L	I	1445	3.39	1470	53
2.20	ER50C-4DN.E7.CR	100L	II	1440	4.65	1670	58
3.00	ER50C-4DN.E7.CR	100L	III	1440	6.18	1845	65
4.00	ER50C-4DN.F7.CR	112M	IV	1450	8.13	2030	70
5.50	ER50C-4DN.G7.CR	132S	V	1460	10.90	2255	78
7.50	ER50C-4DN.H7.CR	132M	VI	1460	14.50	2500	87
11.00	ER50C-4DN.I7.CR	160M	VII	1470	21.00	2675	92

* Вентиляторы с рабочими колесами ER...Срго и GR...Срго имеют одинаковые технические характеристики

ER56Cpro, GR56Cpro

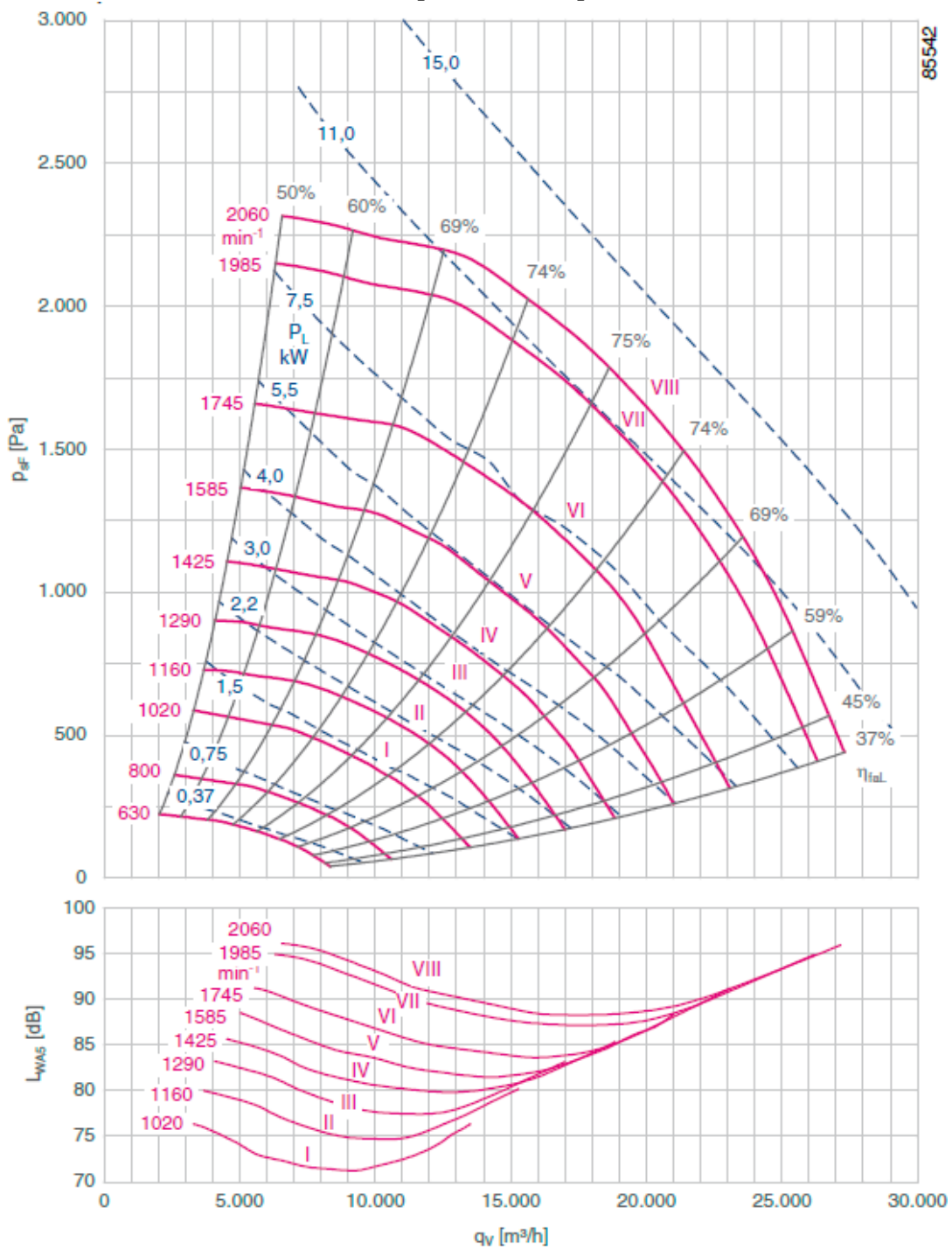


Технические характеристики

Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	NQ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота f_{max} Гц
1.50	ER56C-6DN.E7.CR	100L	I	940	3.62	1230	65
2.20	ER56C-4DN.E7.CR	100L	II	1440	4.65	1395	48
3.00	ER56C-4DN.E7.CR	100L	III	1440	6.18	1550	55
4.00	ER56C-4DN.F7.CR	112M	IV	1450	8.13	1705	59
5.50	ER56C-4DN.G7.CR	132S	V	1460	10.90	1900	66
7.50	ER56C-4DN.H7.CR	132M	VI	1460	14.50	2100	73
11.00	ER56C-4DN.I7.CR	160M	VII	1470	21.00	2310	79

* Вентиляторы с рабочими колесами ER...Cпро и GR...Cпро имеют одинаковые технические характеристики

ER63Cpro, GR63Cpro



Технические характеристики

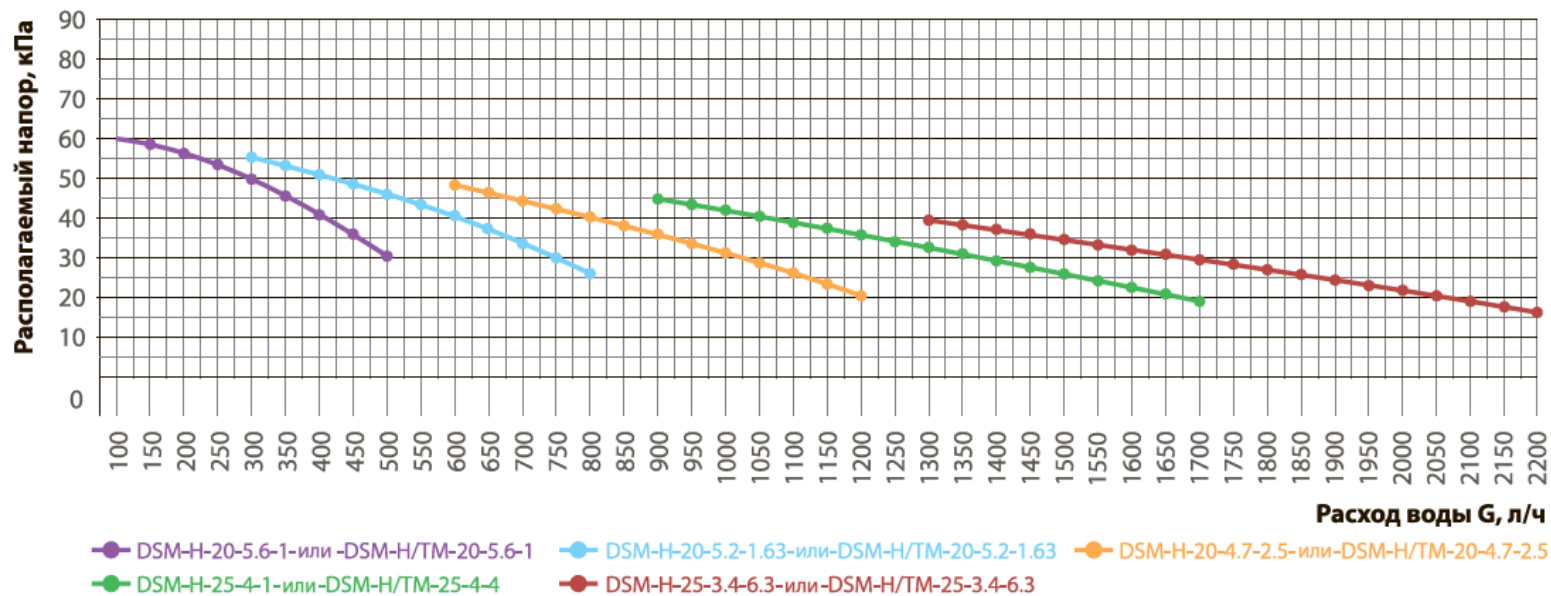
Номинальная потребляемая мощность P_N кВт	Тип ER / GR*	Типоразмер электродвигателя	№ характеристической кривой	Номинальная частота вращения n_N [мин ⁻¹]	Номинальный ток I_N А	Макс. частота вращения n_{max} [мин ⁻¹]	Макс. частота f_{max} Гц
1.50	ER63C-6DN.E7.CR	100L	I	940	3.62	1020	54
2.20	ER63C-6DN.F7.CR	112M	II	960	5.11	1160	61
3.00	ER63C-6DN.G7.CR	132S	III	960	6.84	1290	67
4.00	ER63C-4DN.F7.CR	112M	IV	1450	8.13	1425	49
5.50	ER63C-4DN.G7.CR	132S	V	1460	10.90	1585	55
7.50	ER63C-4DN.H7.CR	132M	VI	1460	14.50	1745	61
11.00	ER63C-4DN.I7.CR	160M	VII	1470	21.00	1985	68
15.00	ER63C-4DN.K7.CR	160L	VIII	1470	28.40	2060	71

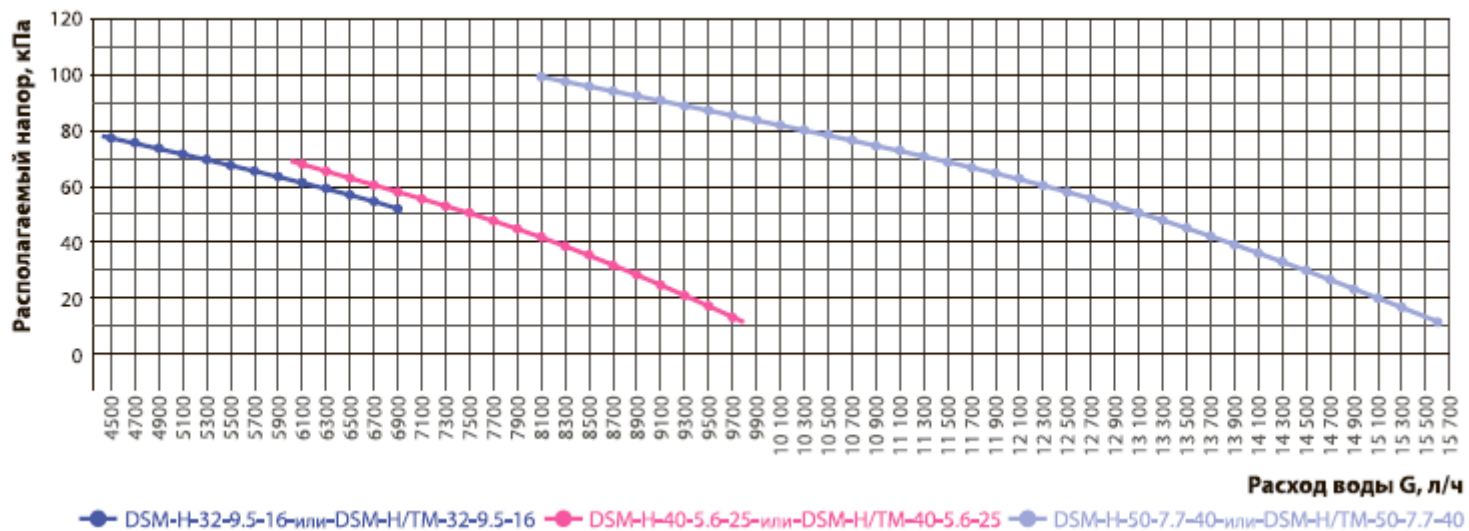
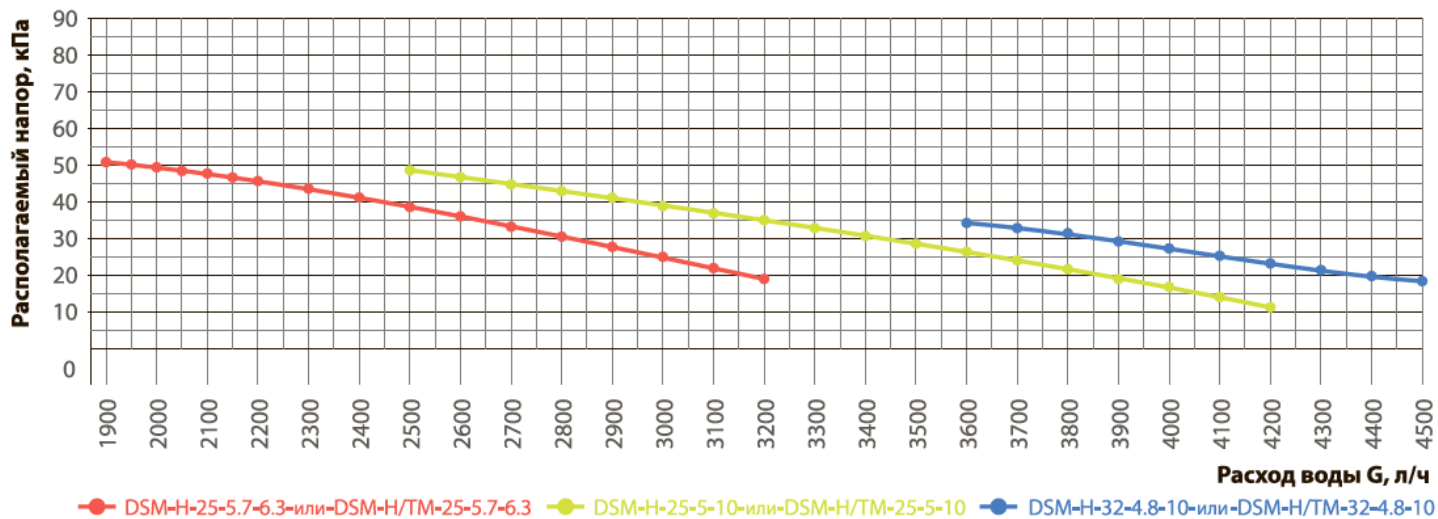
* Вентиляторы с рабочими колесами ER...Cпро и GR...Cпро имеют одинаковые технические характеристики

Приложение 3. Характеристики водяных калориферов КСк

Наименование калорифера	Площадь, м ²					Коэффициент гидравлического сопротивления	
	Поверхности нагрева	Фронтального сечения	сечения коллектора	сечения патрубка	живого сечения для прохода теплоносителя		
КСк 2-1	6.7	0.197	0.00152	0.00101	0.00056	7.33	
КСк 2-2	8.2	0.244				7.94	
КСк 2-3	9.8	0.290				8.54	
КСк 2-4	11.3	0.337				9.14	
КСк 2-5	14.4	0.430				10.35	
КСк 2-6	9.0	0.267			0.00076	8.79	
КСк 2-7	11.1	0.329				9.40	
КСк 2-8	13.2	0.392				10.00	
КСк 2-9	15.3	0.455				10.60	
КСк 2-10	19.5	0.581				11.81	
КСк 2-11	57.1	1.660			0.00221	0.00156	21.99
КСк 2-12	86.2	2.488				0.00236	36.00
КСк 3-1	10.2	0.197	0.00164	0.00101	0.00086	9.11	
КСк 3-2	12.5	0.244				9.68	
КСк 3-3	14.9	0.290				10.25	
КСк 3-4	17.3	0.337				10.82	
КСк 3-5	22.1	0.430				11.96	
КСк 3-6	13.7	0.267			0.00116 (0.00077)	12.12(12.21)	
КСк 3-7	16.9	0.329				12.97(12.81)	
КСк 3-8	20.1	0.392				13.83(13.81)	
КСк 3-9	23.3	0.455				14.68(14.02)	
КСк 3-10	29.7	0.581				16.39(15.22)	
КСк 3-11	86.2	1.660			0.00221	0.00235	34.25
КСк 3-12	129.9	2.488				0.00355	64.29
КСк 4-1	13.3	0.197	0.00224	0.00101	0.00113	9.62	
КСк 4-2	16.4	0.244				10.17	
КСк 4-3	19.5	0.290				10.74	
КСк 4-4	22.6	0.337				11.31	
КСк 4-5	28.8	0.430				12.45	
КСк 4-6	18.0	0.267			0.00153 (0.00102)	13.01(11.89)	
КСк 4-7	22.2	0.329				13.87(12.49)	
КСк 4-8	26.4	0.392				14.72(13.09)	
КСк 4-9	30.6	0.455				15.58(13.70)	
КСк 4-10	39.0	0.581				17.29(14.90)	
КСк 4-11	114.2	1.660			0.00221	0.00312	37.15
КСк 4-12	172.4	2.488				0.00471	71.19

Приложение 4. Расходные характеристики узлов регулирования
УЗЛЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ DSM-H (DSM-H/TM)





ЛИТЕРАТУРА

1. СП 131.13330.2012. Строительная климатология [Текст] / Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*: издание официальное: утв. Приказом Министерства регионального развития РФ № 275 от 30.06.2012 г.: Ввод в действие с 1.01.2012. — М: Минрегион России, 2012. — 120 с.
2. I-d диаграмма состояния влажного воздуха [Диаграмма]/ Справочный материал.
3. Plug fan Cpro - PMblue and AMblue [Электронный ресурс] – Режим доступа: er63cpro-datasheet.pdf (ventilatorry.ru)
4. Компания ООО “Т.С.Т.”, Калориферы водяные серии КСк 02 ХЛЗ [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://zaotst.ru/files/Kalorifery_vodianye_KSk_katalog_2020.pdf
5. Компания Danfoss, Каталог “Узлы регулирования для воздухонагревателей и воздухоохладителей отопительно-вентиляционной системы” [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/danfoss/63980.pdf>
6. Компания Heatex АВ, HEATEX select [Электронный ресурс]: Heatex АВ. – Версия 502.0 – Электрон. дан. и прогр. – Режим доступа: <http://www.heatexrussia.ru/programs.php>
7. Компания Emerson, Selection software 8 [Электронный ресурс]: Emerson climate technologies. – Версия 8.10 – Электрон. дан. и прогр. – Режим доступа: https://copeland.ru/programma_podbora_spiralnih_kompressorov_copeland_scroll
8. Компания Danfoss system, Coolselector®2 [Электронный ресурс]: Danfoss Engineering tomorrow. – Версия 4.6.6 – Электрон. дан. и прогр. – Режим доступа: <https://www.danfoss.com/ru-ru/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>
9. Свистунов В.М., Пушняков Н.К. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учеб. для вузов. – СПб.: Политехника, 2005.
10. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – СПб.: АВОК Северо-Запад, 2005.
11. Сотников А. Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха // Полный комплекс требований, исходных данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СГВС и СХС. Т.1. – СПб., 2013.

Муравейников Сергей Сергеевич
Макатов Кирилл

**Проектирование
вентиляционного агрегата
для осушения воздуха**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49, литер А