

Д-р техн. наук, проф.
О.Я. КОКОРИН,
канд. техн. наук
В.В. ДЕМЕНТЬЕВ
Фирма «Грундфос»

Энергетические преимущества применения насосной циркуляции антифриза для холодоснабжения

The energy benefits of the application of pump circulation of antifreeze for refrigeration supply of air conditioning systems are shown. A calculation using a special nomogram which demonstrated a real advantage of inclusion of the pump circulation of the antifreeze into the scheme was carried out.

В системах кондиционирования воздуха (СКВ), холодоснабжение которых осуществляется с помощью холодильных машин, на 2,4 кВт·ч вырабатываемого холода расходуется 1 кВт·ч электроэнергии. Значительное сокращение затрат на электроэнергию при круглогодичной потребности в холоде достигается использованием естественного холода. В качестве характерного примера на рис. 1 представлена принципиальная схема круглогодичного холодоснабжения в новом цехе кондитерской фабрики (г. Москва).

В теплый период года холод вырабатывается с помощью холодильной машины 1, число которых в схеме равно трем. В испарителе холодильной машины 1 охлаждается до $t_{wx} = 6^\circ\text{C}$ вода, циркулирующая в контуре 8 под действием работы насоса типа UPS. В пластинчатом теплообменнике 11 охлаждается до $t_{w1} = 9^\circ\text{C}$ вода, циркулирующая с помощью насоса, входящего в контур циркуляции 10, по трубопроводам 12 через технологическое оборудование. Конденсатор холодильной машины 1 охлаждается антифризом, подаваемым с помощью насоса UPS в контур циркуляции 3. Отопленный до $t_k = 40^\circ\text{C}$ антифриз насосом, входящим в контур 5, подается в теплообменник-охладитель 2, через который вентиляторами продувается наружный воздух в количестве L_n .

В климате г. Москвы расчетная температура наружного воздуха в теплый период года $t_n = 28,5^\circ\text{C}$ [3]. Для принятого в схеме (см. рис. 1) температурного режима конденсации теплообменник-охладитель 2 должен обладать следующей теплотехнической эффективностью:

$$\theta_n = (t_k - t_{k,ox}) / (t_k - t_n) = (40 - 34) / (40 - 28,5) = 0,52,$$

где $t_{k,ox}$, t_k — температуры антифриза (см. рис. 1).

В холодный период года холодильная машина 1 не работает, а охлаждение антифриза до $t_{af1} = 6^\circ\text{C}$ осуществляется в теплообменнике-охладителе 2. Для принятого в схеме (см. рис. 1) температурного режима получения в теплообменнике-охладителе 2 естественного холода показатель теплотехнической эффективности принимает вид

$$\theta_n = (t_{af2} - t_{af1}) / (t_{af2} - t_n) = (12 - 6) / (12 - t_n) = 0,52,$$

где t_{af1} , t_{af2} — температуры антифриза (см. рис. 1).

Из преобразованного выражения для показателя θ_n можно вычислить верхнее значение температуры наружного воздуха t_n , при которой обеспечивается получение естественного холода требуемой температуры ($t_{af1} = 6^\circ\text{C}$):

$$t_n = t_{af2} - (t_{af2} - t_{af1}) / \theta_n = 12 - (12 - 6) / 0,52 = 0,5^\circ\text{C}.$$

Температуры наружного воздуха от $t_n = 0,5^\circ\text{C}$ и ниже наблюдаются в климате г. Москвы в течение не менее половины года, когда получение холода на нужды технологии будет достигаться без работы холодильных машин. Принципиально можно повысить показатель теплотехнической эффективности θ_n до 0,72, что позволит увеличить время использования холода наружного воздуха. Циркулирующий в контурах 3, 5 и 13 с помощью насосов антифриз должен иметь такую температуру замерзания, при которой в трубках теплообменника-охладителя 2 при минимальных температурах наружного воздуха сохранялось бы жидкое состояние хладоносителя. По данным климатологии [4], в г. Москве в период наиболее холодных суток $t_{n,мин} = -35^\circ\text{C}$. При остановленных насосах в контуре циркуляции 5 находящийся в трубках охладителя 2 антифриз должен иметь температуру замерзания на 3...5 $^\circ\text{C}$ ниже $t_{n,мин}$. Для климата г. Москвы можно принять $t_{af,зам} = -38^\circ\text{C}$, что

потребовало применения в качестве антифриза водного раствора гликоля концентрацией 48 % [5]. Как известно, с понижением температуры значительно возрастают вязкость и объемная плотность антифриза, что вызывает увеличение гидравлического сопротивления в контурах насосной циркуляции. Насосы циркуляции антифриза в контурах 3, 5 и 13 имеют различные температурные режимы. Это необходимо учитывать при выборе мощности приводов насосов.

В контуре насосной циркуляции 3 в конденсатор холодильной машины 1 гликоль поступает с температурой $t_{af1} = t_{k,ox} = 34^\circ\text{C}$, при которой гликоль с концентрацией 48 % имеет массовую плотность $\rho_{af} = 1036 \text{ кг/м}^3$ и кинематическую вязкость $3,2 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Для нахождения требуемых характеристик насоса, осуществляющего циркуляцию антифриза, применяется следующая последовательность. Первоначально контур циркуляции рассчитывают для перемещения с помощью насоса воды, расход которой одинаков с расходом антифриза (объемная плотность воды принимается при температуре 4°C). По результатам расчетов определяют необходимый напор циркуляционного насоса H_w (м). Для нахождения требуемых характеристик насоса, осуществляющего циркуляцию антифриза, предлагается использовать имеющуюся в материалах фирмы «Грундфос» номограмму (рис. 2) для опре-

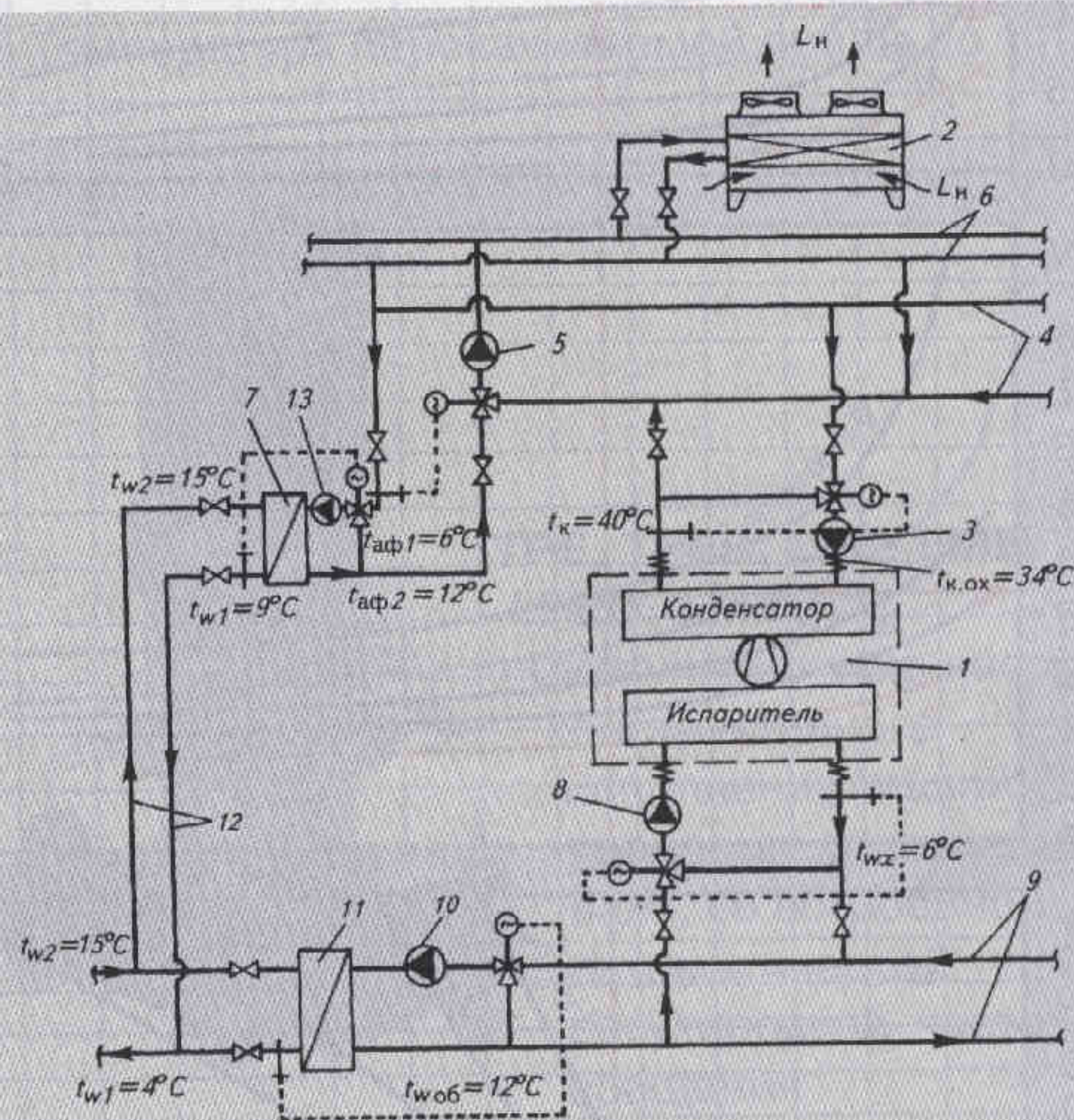


Рис. 1. Принципиальная схема круглогодичного холодоснабжения технологического оборудования:

1 — холодильная машина; 2 — теплообменник-охладитель гликоля наружным воздухом; 3 — контур насосной циркуляции гликоля для охлаждения конденсатора холодильной машины; 4 — подающий и обратный коллекторы циркуляции гликоля через конденсаторы холодильных машин; 5 — контур насосной циркуляции гликоля; 6 — подающий и обратный коллекторы циркуляции гликоля через воздушные охладители; 7 — пластинчатый теплообменник охлаждения технологической воды гликолем; 8 — контур насосной циркуляции воды через испаритель холодильной машины; 9 — подающий и обратный коллекторы циркуляции воды, охлаждаемой в испарителях холодильных машин; 10 — контур насосной циркуляции воды, охлаждаемой с помощью технологической воды; 11 — пластинчатый теплообменник охлаждения технологической воды с помощью холодильных машин; 12 — трубопроводы насосной циркуляции охлаждающей технологической воды; 13 — контур насосной циркуляции охлаждения гликолем пластинчатого теплообменника

деления двух повышающих коэффициентов: возрастания напора K_H ; увеличения требуемой мощности привода K_N . Требуемые напор $H_{\text{аф}}$ (м) и мощность привода $N_{\text{нас.аф}}$ (кВт) насоса находят по формулам:

$$H_{\text{аф}} = H_w K_H; \quad (1)$$

$$N_{\text{нас.аф}} = (Q_{\text{аф}} H_{\text{аф}} \rho_{\text{аф}} K_N) / (\eta_{\text{нас}} \eta_{\text{эл}} \cdot 3600 \cdot 100), \quad (2)$$

где $Q_{\text{аф}}$ — объемный расход антифриза; $\eta_{\text{нас}}$ $\eta_{\text{эл}}$ — КПД насоса и электродвигателя. Коэффициенты полезного действия насоса $\eta_{\text{нас}}$ и электродвигателя $\eta_{\text{эл}}$ могут быть приняты: $\eta_{\text{нас}} = 0,6$; $\eta_{\text{эл}} = 0,95$.

В теплый период года в контуре циркуляции 3 (см. рис. 1) объемный расход гликоля $Q_{\text{аф}} = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$. При циркуляции по этому контуру одинакового расхода воды расчетом получено значение напора $H_w = 8 \text{ м}$. По номограмме (см. рис. 2) находим: $K_H = 1,015$; $K_N = 1,09$. По формулам (1) и (2) вычисляем:

$$H_{\text{аф}} = 8 \cdot 1,015 = 8,12 \text{ м};$$

$$N_{\text{нас.аф}} = (20 \cdot 8,12 \cdot 1036 \cdot 1,09) / (0,6 \cdot 0,95 \cdot 3600 \cdot 100) = 0,9 \text{ кВт}.$$

По каталогу фирмы «Грундфос» можно найти рациональный типоразмер циркуляционного насоса UPS и уточнить действительное значение КПД насоса для повторного расчета по формуле (2) установочной мощности приводного электродвигателя. Широкое применение в контурах циркуляции 3, 10 и 13 на-

сосов типа UPS объясняется их высокими энергетическими и эксплуатационными качествами при возможности обеспечения подачи до $80 \text{ м}^3/\text{ч}$ и создании напора до 12 м. Это, как правило, вполне достаточно для обеспечения постоянного расхода жидкости через теплообменные аппараты различной производительностью по охлаждению или нагреву. Наличие в этих контурах циркуляции трехходовых автоматических клапанов позволяет осуществлять надежные и экономичные схемы качественного регулирования [1].

В контуре 5 (см. рис. 1) под действием насоса циркулирует поступающий от трех холодильных машин антифриз, объемный расход которого $Q_{\text{аф}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$. Гидравлическое сопротивление при циркуляции по этому контуру воды составляет 37 м. Наиболее низкие температуры антифриза в рабочем цикле холодоснабжения составляют $t_{\text{аф1}} = 6^\circ\text{C}$; они характерны в этом контуре циркуляции для холодного периода, когда $\rho_{\text{аф}} = 1056 \text{ кг/м}^3$ и коэффициент кинематической вязкости равен $14 \text{ мм}^2/\text{с}$. По номограмме (см. рис. 2) находим: $K_H = 1,04$; $K_N = 1,13$. По формулам (1) и (2) вычисляем:

$$H_{\text{аф}} = 37 \cdot 1,04 = 38,5 \text{ м};$$

$$N_{\text{нас.аф}} = (60 \cdot 38,5 \cdot 1056 \cdot 1,13) / (0,6 \cdot 0,95 \cdot 3600 \cdot 100) = 13,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

При напоре до 60 м и постоянной подаче до $600 \text{ м}^3/\text{ч}$ рекомендуется применение насосов типа TP или LM/LP фирмы «Грундфос», которые хорошо зарекомендовали себя в системах холодоснабжения.

В результате охлаждения наружным воздухом потока антифриза, расход которого составляет $60 \text{ м}^3/\text{ч}$, до $t_{\text{аф1}} = 6^\circ\text{C}$ обеспечивается получение следующего количества естественного холода:

$$Q_{\text{х.н}} = Q_{\text{аф}} \rho_{\text{аф}} c_{\text{аф}} (t_{\text{аф2}} - t_{\text{аф1}}) / 3600 = 60 \cdot 1056 \cdot 3,37 (12 - 6) / 3600 = 356 \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где $c_{\text{аф}}$ — теплоемкость антифриза.

Для получения такого количества естественного холода используются циркуляционный насос и вентиляторы, подающие к трем охладителям антифриза наружный воздух. При расходе электроэнергии насосом $N_{\text{нас.аф}} = 13,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ общее потребление ее вентиляторами $N_{\text{вн}} = 18 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Энергетический показатель получения естественного холода:

$$\eta_{\text{х.н}} = Q_{\text{х.н}} / (N_{\text{нас.аф}} + N_{\text{вн}}) = 356 / (13,4 + 18) = 11,3.$$

По сравнению с использованием холодильной машины достигается следующее снижение расхода электроэнергии: $11,3/2,4 = 4,7$ раза.

В контуре циркуляции 5 (см. рис. 1) рационально применить насос с электронным регулированием частоты вращения, что позволит до 60 % сократить годовые затраты электроэнергии на работу насоса в системе холодоснабжения. Фирма «Грундфос» выпускает насосы UPE, LME/LPE и TPE с частотным преобразователем, встроенным в клеммную коробку электродвигателя. Более подробную информацию об этих насосах можно найти в каталогах фирмы.

Применение в системах кондиционирования воздуха насосной циркуляции антифриза через теплообменники в приточных агрегатах дает возможность не только экономить электроэнергию на получение холода, но и до 50 % снижать расход теплоты на подогрев приточного наружного воздуха [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кокорин О.Я., Дементьев В.В. Энергосберегающие режимы регулирования процессов охлаждения воздуха в СКВ с помощью насосов фирмы «Грундфос» // Холодильная техника 1999. № 11.
2. Кокорин О.Я., Кронфельд Я.Г., Левин И.Е. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха в гостинице «Гранд-Отель» // Холодильная техника. 1999. № 8.
3. СНиП 2.04.05–91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. — М.: ГУП ЦПП, 1997.
4. СНиП 2.01.01–82 Строительная климатология и геофизика. — М.: Стройиздат, 1983.
5. Справочник. Холодильные машины / Под ред. А.В.Быкова — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

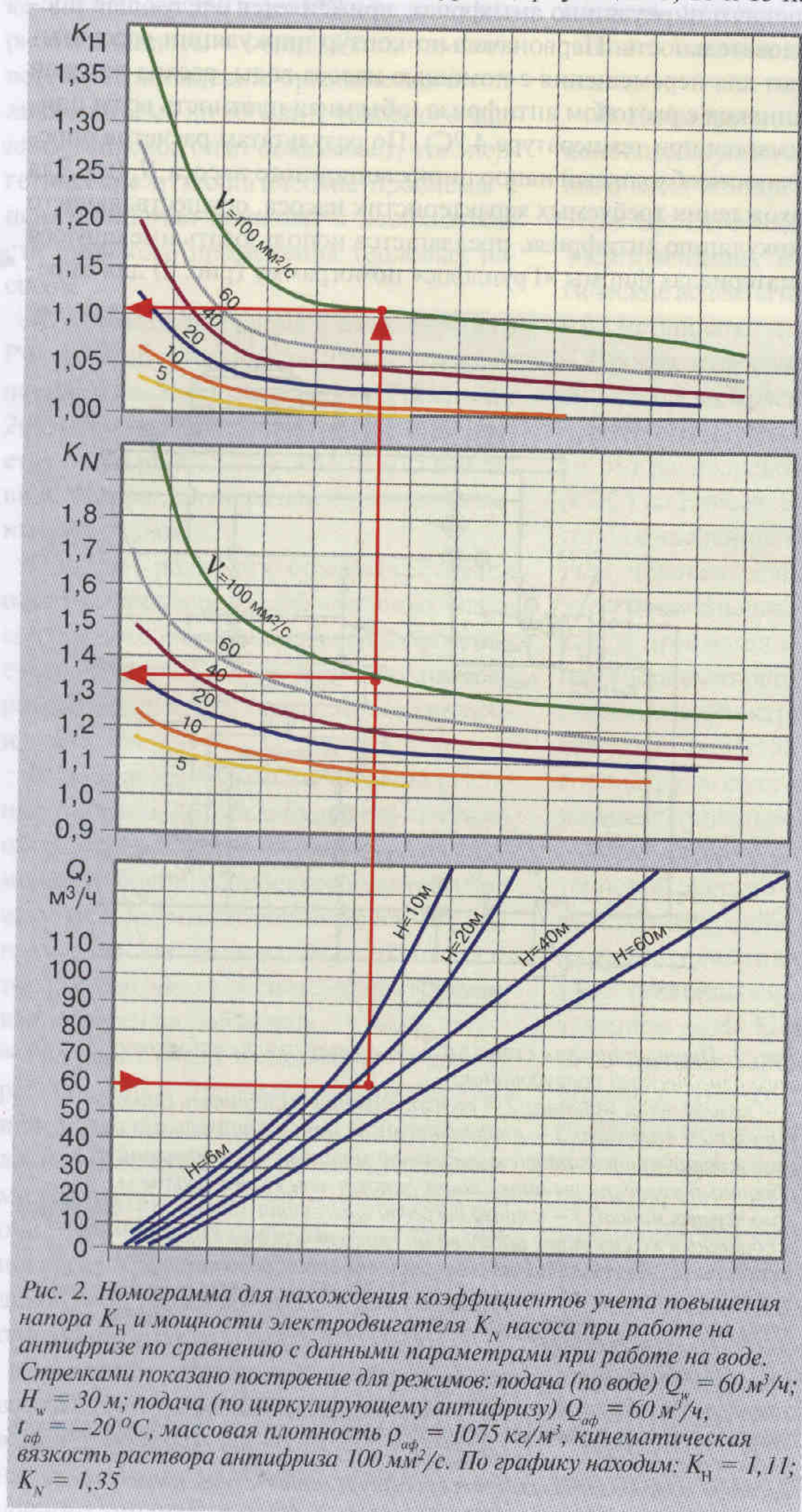


Рис. 2. Номограмма для нахождения коэффициентов учета повышения напора K_H и мощности электродвигателя K_N насоса при работе на антифризе по сравнению с данными параметрами при работе на воде. Стрелками показаны построения для режимов: подача (по воде) $Q_w = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_w = 30 \text{ м}$; подача (по циркулирующему антифризу) $Q_{\text{аф}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$; $t_{\text{аф}} = -20^\circ\text{C}$, массовая плотность $\rho_{\text{аф}} = 1075 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость раствора антифриза $100 \text{ мм}^2/\text{с}$. По графику находим: $K_H = 1,11$; $K_N = 1,35$