

Информационные технологии, моделирование и управление

УДК 664.1.013.6

Профессор В.К. Битюков, профессор С.Г. Тихомиров,
аспирант С.С. Саввин

(Воронеж. гос. ун-т. инж. технол.) кафедра инф. и управ. систем. тел. (473) 255-38-75

доцент Д.В. Арапов

(Воронеж. гос. ун-т. инж. технол.) кафедра инф. технол., мод. и упр. тел. (473) 255-25-50

E-mail: SavvinSS@yandex.ru

Professor V.K. Bitiukov, professor S.G. Tikhomirov, graduate S.S. Savvin
(Voronezh state university of engineering technology) Department of information and control
systems. phone (473) 255-38-75

associate Professor D.V. Arapov

(Voronezh state university of engineering technology) Department of information technolo-
gies, modeling and control. phone (473) 255-25-50

E-mail: SavvinSS@yandex.ru

Математическая модель охлаждения оборотной воды в градирне с механической тягой

The mathematical model of cooling recycled water in a cooling tower with mechanical traction

Реферат. Проведен анализ процесса охлаждения оборотной воды в блоке градирен с принудительной тягой как объекта управления. Установлено, что для заданной конструкции башенного охладителя его работа определяется отношением массовых потоков воды и воздуха. Управляющими воздействиями в водоблоке являются расходы в башне горячей воды на охлаждение и скорость вращения валов вентиляторов. Контролируемые возмущения – температура, влажность, барометрическое давление атмосферного воздуха, температура и давление горячей воды. Неконтролируемые возмущения - изменение суммарных коэффициентов теплоотдачи в градирнях, скорость и направление ветра, образование льда на входных окнах. Математическая модель процесса охлаждения описывает совместный тепломассообмен в градирне, течение водяной плёнки (для насадочных и плёночных градирен), осаждение водяных капель (для распылительных градирен), потребление вентиляторным блоком электрической энергии и позволяет оптимизировать процесс охлаждения путём минимизации суммарного значения активной электрической мощности, потребляемой электроприводами всех градирен водоблока. Она основывается на модифицированном уравнении Меркеля, уравнениях Клаузира-Клапейрона, Навье-Стокса. Модель справедлива при допущении того, что температура воды на границе раздела фаз равна среднемассовой температуре воды, при этом воздух на поверхности раздела является насыщенным. Принимается, что тепловой поток от воды к воздуху по нормали к поверхности раздела зависит от разности энтальпий этих сред у кромки раздела и среднемассовой энтальпии, вода и воздух распределяются равномерно по площади сечения оросителя. Разработка учитывает особенности движения жидкости в оросителе и позволяет определять температуру адиабатического насыщения воздуха методом «мокрого» термометра без ее непосредственного измерения. Модель применима для управления процессом охлаждения в реальном времени.

Summary. Analyzed the process of cooling recycled water in the block of cooling towers with forced draft as a control object. Established that for a given construction of the cooling tower its work determined by the ratio of mass flows of water and air. Spending hot water in tower on cooling and rotation speed of shafts of fans are control actions in the waterblock. Controlled perturbation - temperature, humidity, barometric pressure, air temperature and pressure hot water. Uncontrolled disturbance - change of total heat transfer coefficients in the cooling towers, wind speed and direction, formation of ice on the input windows. Mathematical model of cooling process describes the joint heat-and-mass transfer in cooling tower, current water film, the deposition of water droplets, the consumption of electric energy by fan unit allows to optimize the process of cooling through minimizing the total value of active electric power consumed by all cooling towers. It is based on the modified equation of Merkel, equations of Klauzir-Clapeyron, Navier-Stokes. Model is valid under the assumption that the temperature of the water at the interface is equal to the weight average temperature of water, with the air at the interface is saturated. Accepted that the heat flow from the water to the air along the normal to the boundary surface depends on the difference of enthalpy of these environments at the edge of the boundary surfacesection and the weight average enthalpy, water and air are distributed evenly over the cross-sectional area of the sprinkler. Development takes into account peculiarities of fluid motion in the sprinkler and allows to determine the adiabatic saturation temperature of the air by the method of "wet" thermometer without its direct measurement. The model is applicable to control the cooling process in real-time.

Ключевые слова: математическая модель, градирня, ороситель, тепломассообмен, течение водяной плёнки, уравнение Меркеля.

Keywords: mathematical model, cooling tower, distributor, heat and mass transfer, current water film, equation Merke

© Битюков В.К., Тихомиров С.Г., Саввин С.С., Арапов Д.В., 2014

На предприятиях нефтехимического и нефтеперерабатывающего профиля затраты электрической энергии при охлаждении циркуляционной воды достигают 15 % от ее суммарного потребления. В условиях высоких тарифов на 1 кВт/ч потребленной электроэнергии задача минимизации этих затрат при охлаждении оборотной воды в блоке градирен с искусственной тягой становится актуальной.

Типовой водоблок для охлаждения оборотной воды включает в себя насосное отделение и блок градирен с механической тягой, в которых осуществляется теплообмен между водой и воздухом. Суммарный расход воды, циркулирующей от водоблока к потребителям, поддерживается постоянным.

В насадочных градирнях горячая вода разбрызгивается вверху башни и через ороситель стекает в бассейн. Современный ороситель собирается из гофрированных трубчатых модулей. Противотоком (или смешанным током для насадок в виде балок, реек, рамок) движется атмосферный воздух, всасываемый (или нагнетаемый) вентиляторным блоком. В распылительных градирнях [3] горячая вода разбрызгивается через сопла в виде наклонных факелов жидкости с размерами капель 0,7-0,9 мм эквивалентного диаметра.

Процесс теплообмена складывается [1, 2, 5] из передачи теплоты испарения небольших порций воды (около 80 % тепла) и передачи тепла за счёт разности температур воды и воздуха (около 20 % тепла). Перенос тепла в градирне на 1 кг воздуха зависит от его температуры и концентрации в нём влаги. Показателем содержания влаги может служить температура воздуха по влажному термометру. Значение этой температуры является предельным, до которого теоретически можно охладить воду в градирне. Степень приближения к ней зависит от конструкции градирни. При этом большое влияние оказывает время контакта воды с воздухом, степень разбрызгивания, площадь орошаемой поверхности.

Для заданной конструкции градирни ее работа определяется отношением массовых потоков воды и воздуха. Расход воздуха через охладитель зависит от угла установки лопастей вентилятора и скорости их вращения, которая регулируется либо вручную – рычагом скорости на гидромуфте, либо автоматически – посредством частотного преобразования электропитания привода. Существенное влияние на процесс охлаждения оказывает смачиваемость насадки, скорость и направление вет-

ра, отложение льда на входных окнах. С течением времени поверхности орошения башен покрываются илистыми отложениями, забиваются выходные отверстия разбрызгивающих сопел, и суммарные коэффициенты теплоотдачи от воды к воздуху начинают различаться даже при одинаковой конструкции градирен. В этой связи возникает [1, 2] задача оптимального распределения заданной нагрузки по горячей воде между охладителями.

Управляющими воздействиями в водоблоке служат расходы в башне горячей воды и скорости вращения валов вентиляторов. Контролируемые возмущения – температура, влажность, барометрическое давление атмосферного воздуха, температура и давление горячей воды. Неконтролируемые возмущения – изменение общих коэффициентов теплоотдачи градирен, скорости и направления ветра, запыленность воздуха, образование льда на входных окнах и т.п.

Математическая модель процесса охлаждения, описывающая совместный теплообмен в градирне, течение водяной плёнки (для насадочных плёночных градирен) [6], потребление вентиляторным блоком электроэнергии записывается уравнениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \int_{t_x}^{t_r} \frac{dt}{h_s^t - h_g^t} = k \cdot \frac{h_{cp}}{c_w} \cdot A \cdot m^{a_2} + a_3 \cdot q_w \\ \text{нач. усл.:} \end{array} \right. ; \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{прит} = t_x, h_s^t = h_s(t_x), h_g^t = h_s^k \\ h_s^t = \left(1.01 + \frac{1.20065 \cdot P_s^t}{P_6 - P_s^t} \right) t + \\ + \frac{1550.0575 \cdot P_s^t}{P_6 - P_s^t} ; \\ h_g^t = h_s^h + \frac{(t - t_x) \cdot (h_s^k - h_s^h) \cdot k}{t_r - t_x} \\ P_s^t = 4388.61117 - 3816.3057 \cdot \theta^{0.5} + \\ + 66.99251 \cdot \theta^2 + 64.21797 \cdot \theta^3 + \\ + 79.12649 \cdot \theta^4 - 16.41684 \cdot \theta^5 - \\ - 16.27299 \cdot \theta^6 + 2.9755 \cdot \theta^7 + \\ + 1.79897 \cdot \theta^8 - 0.62191 \cdot \theta^9 + \\ + 5.52575E - 2 \cdot \theta^{10} - \\ - 66800.70989 \cdot \theta^{-10} \\ \text{где } \theta = 0.01 \cdot (t + 273.15) = 0.01T \\ \text{при } 241K \leq T \leq 373K \end{array} \right. ; \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m = \frac{(h_s^k - h_s^h) \cdot k}{c_w \cdot (t_r - t_x)} ; \\ \text{где } k = 1 - \frac{c_w \cdot t_x}{r} ; \end{array} \right. \quad (3)$$

$$r = 3.530332 \cdot \frac{dP_s^t}{dT} \cdot \frac{T^2}{P_s^t} ; \quad (4)$$

$$\begin{cases} P_B = E_2 \cdot Q_g^2 + E_1 \cdot Q_g + d_B \\ a_B \cdot q_w^3 + b_B \cdot q_w^2 + c_B \cdot q_w - d_B = 0 \\ \frac{2\partial e a_B}{m^2 \cdot 3.6^2 \cdot 10^6 \cdot 2g \cdot \rho_{gH}} \\ b_B = \frac{f_{op}^2}{m^2 \cdot \rho_{gH}^2} \cdot \left(\frac{b_6 \cdot \rho_{gH}}{f_{op}^2 \cdot 3.6 \cdot 10^6 \cdot 2g} - E_2 \right) \\ c_B = E_1 \cdot \frac{f_{op}}{m \cdot \rho_{gH}} \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} Q_g &= \frac{2f_{op} \cdot q_w}{m(\rho_{gH} - \rho_{gK})}; \\ G_w &= f_{op} \cdot q_w; \\ Q_w &= \frac{G_w}{\rho'_w}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \rho'_w &= 1000.26 - 0.56136E - 2 \cdot t_r^2 + \\ &+ 0.9513E - 5 \cdot t_r^3 + \\ &+ 0.13226E - 6 \cdot t_r^4 - 0.86218E - 9 \cdot t_r^5 + \\ &+ 0.04421P_r - 5.060804P_r t_r^{-4} - \\ &- 3.353914t_r^2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$G_H = \frac{G_w \cdot c_w \cdot (t_r - t_x) \cdot (d^K - d^H)}{(h_g^K - h_g^H) - c_w \cdot t_x \cdot (d^K - d^H)}; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} N_B &= \frac{Q_g \cdot P_B}{1000 \cdot \eta} \\ &= k_1 \cdot Q_g^3 + k_2 \cdot Q_g^2 + k_3 \cdot Q_g; \end{aligned}$$

$$N_B^{np} = \frac{N_B}{n^3}$$

$$\begin{cases} g \cdot \rho_w \cdot dx = \mu_w \cdot \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial x^2} \cdot dx = 0 \\ \text{граничные условия: } \text{прих} = 0, W_y = 0 \\ \text{прих} = \delta, \frac{\partial \omega_y}{\partial x} = -\frac{\tau_\phi}{\mu_w} \\ \text{где } \tau_\phi = \frac{(d_{BH} - 2\delta) \cdot \Delta P}{4 \cdot h_{op}} \end{cases}; \quad (9)$$

$$\begin{cases} \frac{\pi \cdot d_3^3}{6} \cdot \rho_w \cdot \frac{dU_{отн}}{d\tau} + \\ + \xi \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \rho_g \cdot \frac{U_{отн}^2}{2} = \\ = \frac{g \cdot \pi \cdot d_3^3}{6} \cdot (\rho_w - \rho_g) \end{cases}; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{Начальные условия: } \tau = 0, U_{отн} = 0 \\ d_s - d = \frac{1220}{r} \left(\frac{\mu_g}{\rho_g \cdot D} \right)^{0.56} \cdot (T_c - T_m); \end{aligned} \quad (11)$$

$$D = 0.475733E - 6 \cdot \frac{T_c^{1.5}}{P_6}$$

где h_g^t , h_s^t - энтальпия воздушного потока и насыщенного воздуха при температуре t воды, кДж/кг; h_s^H , h_s^K - энтальпия воздушного потока при температуре влажного термометра на входе («н») и выходе («к») из градирни, кДж/кг;

рассчитывается аналогично h_s^t ; m - массовое отношение воды и воздуха, кг/кг; P_6 - барометрическое давление атмосферного воздуха, кПа; P_s^t , P_s^H , P_s^K - давление насыщенного пара, кПа, соответственно при температуре t воды, влажного термометра на входе t_m^H и выходе t_m^K из градирни; значения P_s^H , P_s^K - вычисляются по (2) при соответствующей температуре; t_x , t_r - температура холодной и горячей воды, °C; c_w , ρ_w - удельная теплоемкость, кДж/(кг град) и плотность, кг/м³ воды при атмосферном давлении; r - теплота испарения воды, кДж/кг; T - абсолютная температура воды, воздуха, К; q_w - массовая плотность орошения в градирне, кг/(м²с); P_B - полный напор вентилятора, Па; Q_g - объемная подача воздуха вентилятором, м³/с; A , a_2 , a_3 - эмпирические коэффициенты; значения A и a_2 приведены в справочной литературе [4]; ρ_{gH} , ρ_{gK} - плотность атмосферного воздуха на входе и выходе из градирни, кг/м³; f_{op} - площадь орошения градирни в плане, м²; E_1 , E_2 , d_B - коэффициенты аппроксимирующей зависимости паспортной аэродинамической характеристики; a_6 , b_6 - постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции градирни [4]; g - ускорение свободного падения, м/с²; G_w , Q_w - массовый и объемный расход горячей воды, кг/с, м³/с; ρ'_w - плотность горячей воды, зависящая от ее температуры t_r (°C) и давления в водораспределителе P_r (10·МПа), кг/м³; G_H - количество испарившейся воды, кг/с; d^H , d^K - содержание влаги в воздухе, при температуре сухого термометра, на входе и выходе из градирни соответственно, кг/(кг сухого воздуха); N_B , N_B^{np} - активная мощность, потребляемая электроприводом вентилятора (кВт) и приведенная мощность, кВт·с; k_1 , k_2 , k_3 - коэффициенты уравнения для мощности, определяемые при идентификации модели; n - скорость вращения вала вентилятора, с⁻¹; x , y - оси координат; δ , ω , μ_w - соответственно толщина водяной пленки, м; скорость течения, м/с; вязкость, Па·с; τ - время, с; τ_ϕ - напряжение трения на границе раздела фаз, Н/м²; ΔP - потеря давления (Н/м²) воздуха в трубке оросителя с внутренним диаметром d_{BH} (м) и длиной h_{op} (м); $U_{отн}$ - относительная скорость движения водяной капли с эквивалентным диаметром d_3 (м), м/с; ξ - безразмерный коэффициент сопротивления движению капли воды, зависящей от числа Рейнольдса Re_g воздушного потока;

$$\xi = \frac{C_1}{Re_g} + \frac{C_2}{Re_g^2} + \frac{C_3}{Re_g^{0.5}} + \frac{C_4}{Re_g^{0.6}} + \frac{C_5}{Re_g^{0.7}} + C_6 \ln Re_g + \frac{C_7}{\exp(Re_g^{0.5})} + C_8 \frac{\ln Re_g}{Re_g} + C_9 \cdot Re_g \cdot \ln Re_g \quad (12)$$

при $6E - 4 \leq Re_g \leq 2E + 5$

$C_1 \dots C_9$ - регрессионные коэффициенты; d - влагосодержание воздуха при температуре t_c сухого термометра, кг/(кг сухого воздуха);

$$d = \frac{0.6221E - 2 \cdot \varphi \cdot P_s^{t_c}}{P_6 - \varphi \cdot P_s^{t_c}};$$

d_s - влагосодержание воздуха в насыщенном состоянии при температуре t_m влажного термометра, кг/(кг сухого воздуха);

$$d = \frac{0.6221 \cdot P_s^{t_m}}{P_6 - P_s^{t_m}};$$

φ - относительная влажность воздуха, %; μ_g - вязкость влажного воздуха, Па·с; D - коэффициент диффузии водяного пара в воздухе при атмосферном давлении, м²/с.

Модель позволяет связать воедино процессы тепло - и массообмена, происходящие в градирне с потреблением вентиляторным блоком электрической энергии. Она справедлива при следующих допущениях:

1) температура воды на границе раздела фаз равна среднемассовой температуре воды;

2) воздух на поверхности раздела фаз является насыщенным;

3) тепловой поток от воды к воздуху по нормали к поверхности раздела зависит от разности энтальпий воздуха и воды на поверхности раздела и среднемассовой энтальпии;

4) вода и воздух распределяются равномерно по площади сечения оросителя.

Зависимость (1) является модифицированным нами уравнением Меркеля. Она связывает параметры, характеризующие заданные требования к охлаждению с характеристиками теплообмена в градирне. Левая часть (1) рассчитывается без учета характеристики насадки, а правая, зависящая от конструкции оросителя, определяется экспериментально [4].

Выражение (3) получено из баланса энтальпий воздуха и воды с учетом поправки на испарение воды, а (4) - из уравнения Клаузира-Клапейрона и экспериментальных значений давления насыщенных паров воды, определенных по зависимости (2) [1].

Уравнение (5) получено из условия равенства полного напора вентилятора и аэродинамического сопротивления градирни с учетом

подачи вентилятора (6), а (8) - из теплового и материального балансов охладителя.

Дифференциальное уравнение гидродинамического равновесия (9) водяной плёнки получено из уравнения Навье-Стокса.

Из его решения определяется средняя скорость течения плёнки:

$$\omega_{cp} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta \omega dx = \frac{\rho_w \cdot g \cdot \delta^2}{\mu_w} \left(\frac{1}{3} - \frac{\tau_\phi}{2\rho \cdot g \cdot \delta} \right); \quad (13)$$

Линейная плотность орошения связана со средней скоростью течения плёнки уравнениями:

$$L = \frac{Q_w}{\kappa \cdot \pi \cdot d_{BH}}; \quad (14)$$

L - расход горячей воды на l м периметра трубки, м³/с; κ - количество трубок в полиэтиленовом оросителе.

Скорость движения воздуха на выходе из оросителя определяется из условия неразрывности воздушного потока:

$$\omega_g = \frac{G_w}{m \cdot \rho_g \cdot (r_{BH} - \delta)^2 \cdot 0.785 \cdot \kappa}. \quad (15)$$

Предельное значение ω_g^{max} этой скорости определяется из равенства нулю поверхностной скорости воды:

$$\omega_g^{max} = 2 \sqrt{\frac{\rho_w \cdot g \cdot \delta}{\lambda \cdot \rho_g}}, \quad (16)$$

где ρ_g - плотность насыщенного воздуха при атмосферном давлении, кг/м³, ρ_w - плотность воды при атмосферном давлении, кг/м³, λ - коэффициент сопротивления.

Свободно падающая сферическая капля воды (уравнение (10)) вначале движется с ускорением $dU_{отн}/dt$ и достигает постоянной скорости $U_{отн}$ в момент времени, когда сила тяжести уравновесит силы Архимеда и газодинамического сопротивления воздуха. Ввиду малости времени ускоренного движения им можно пренебречь и уравнение (10) принимает вид:

$$\xi \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \frac{U_{отн}^2}{2} \cdot \rho_g = g \frac{\pi \cdot d_3^3}{6} (\rho_w - \rho_g),$$

откуда

$$U_{отн} = \sqrt{\frac{4g \cdot d_3 \cdot (\rho_w - \rho_g)}{3\rho_g \cdot \xi}}; \quad (17)$$

где d_3 - эквивалентный диаметр капли, должен удовлетворять условию $d_3 < 2$ мм, которое выполняется в современных распылительных градирнях [3], а ξ в этом случае рассчитывается по (12).

Если пренебречь эффектом турбулентности, то в (17) можно заменить $U_{отн}$ на ω_g^{max} и, умножив обе части на ρ_g / μ_g^2 , получим выражение для расчета ω_g^{max} .

$$\xi(Re_g^{max})^2 = \frac{4g \cdot \rho_g \cdot d_3^3 \cdot (\rho_w - \rho_g)}{3\mu_g^2}, \quad (18)$$

где

$$Re_g^{max} = \frac{\omega_g^{max} \cdot d_3 \cdot \rho_g}{\mu_g}, \quad (19)$$

d_3 - эквивалентный диаметр капли, м.

Из-за низкой надёжности в промышленных условиях психрометрический метод измерения влажности не используется. В этой связи для расчёта температуры влажного термометра служит уравнение (11), предложенное Бедингфилдом и Дрю.

Интегрирование левой части (1) выполнено методом Симпсона с шагом 1Е-2С. Решение уравнения (5), расчёт скорости ω_g^{max} и температуры влажного термометра реализован методом простой итерации. Решение (5) имеет един-

ственный положительный корень. Коэффициенты регрессий (2), (7), (12), определены методом наименьших квадратов при обработке экспериментальных данных о давлении насыщенного пара, плотности чистой воды, сопротивления воздуха и поверхностном натяжении воды.

Таким образом, разработана математическая модель процесса охлаждения циркуляционной воды в градирне с искусственной тягой, учитывающая особенности движения жидкости в оросителе и позволяющая определять температуру адиабатического насыщения воздуха методом «мокрого» термометра без ее непосредственного измерения. Модель предназначена для управления данным процессом в реальном времени.

ЛИТЕРАТУРА

1 Арапов Д.В. и др. Оптимальный режим водоблока ТЭЦ // Сахар. 2009. № 6. С. 50-56.

2 Пат. №2316165, RU, C2 7 F28 C 1/00. Способ управления процессом охлаждения оборотной воды в блоке градирен / Курицын В.А. и др. №2007144470/ 06; Заявл. 29.11.2007; Оpubл. 10.07.2009, Бюлл. № 19.

3 Пат. № 222850, RU, C2 7 F28 C 1/00. Способ охлаждения жидкости в градирне / Иванов В.Б. № 2002112838/06; Заявл. 16.05.2002; Оpubл. 10.05.2004, Бюлл. № 13.

4 Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градири промышленных и энергетических предприятий: справ. пособие. М: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.

5 Гельфанд Р.Е. Уравнения тепломассообмена и соотношение между коэффициентами отдачи в теории и практике технологических расчетов градирен // Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. 2006. Т. 245. С. 196-204.

6 Дячек П.И. Холодильные машины и установки: учеб. пособие. Ростов н/Д: Феникс, 2007. 424 с.

1 Arapov D.V. et al. Optimum mode of waterblock of heat electropower station. *Sakhar*. [Sugar], 2009, no. 6, pp. 50-56. (In Russ.).

2 Kuritsyn V.A. et al. Sposob upravleniia protsessom okhlazhdenia oborotnoi vody v bloke gradiren [Control method of process of cooling recycled water in the block of cooling towers]. Patent RF, no 2316165, 2009. (In Russ.).

3 Ivanov V.B. Sposob okhlazhdenia zhidkosti v gradirne [Method of cooling liquid in the cooling tower]. Patent RF, no 222850, 2004. (In Russ.).

4 Ponomarenko V.S., Aref'ev Yu.I. Gradiri promyshlennykh i energeticheskikh predptiatii [Cooling towers of industrial and energy enterprises], Moscow, Energoatomizdat, 1998. 376 p. (In Russ.).

5 Gel'fand R.E. The equations of heat and mass transfer and relationship between the recovery factor in the theory and practice of technological calculations. *Izvestiia VNIIG. im. B.E. Vedeneyeva*. [Bulletin of All-Russian Research Institute of Hydraulic Engineering], 2006, vol. 245, pp. 196-204. (In Russ.).

6 Diachek P.I. Kholodil'nye mashiny i ustanovki. [Refrigerating machines and installations], Rostov, Feniks, 2007. 424 p. (In Russ.).