

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ  
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТИ  
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ТОҢАЗЫТУ АКАДЕМИЯСЫ  
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА  
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



**VI ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ КОНФЕРЕНЦИЯ  
«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2016»  
VI МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ  
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2016»  
VI INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE  
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2016»**

**Конференция баяндамаларының жинағы**

**1-2 наурыз, 2016 ж.**

**Сборник докладов конференции**

**1-2 марта 2016 г.**

**Proceedings of the Conference**

**March 1-2, 2016**

**Алматы, 2016**

УДК 621.56/59(063)  
ББК 31.392  
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией доктора технических наук,  
академика **Кулажанова Т.К.**

**Редакционная коллегия:**

Цой А.П., Бараненко А.В., Кантарбаев Р.А.,  
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2016: Сбор. докл. межд. науч.-техн. конф. (1-2 марта 2016 г.) – Алматы: АТУ, 2016. – 163 с.

ISBN 978-601-263-344-3

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований ученых и специалистов Казахстана, Германии, России, Израиля, Голландии, Японии и Украины по направлениям: теплохладоснабжение, пищевая технология, кондиционирование и экология.

Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях индустрии холода, пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также гостиничном бизнесе и спортивных комплексах.

УДК 621.56/59(063)  
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-344-3

© АТУ, 2016

Соотношение (19) благодаря вышеуказанным свойствам длин  $\Delta_l$  и  $\Delta_t$  удовлетворяет таким условиям:  $\text{Re}(\Delta_l \rightarrow \infty) \rightarrow \text{Re}^*$ ,  $\text{Re}(\Delta_t \rightarrow \infty) \rightarrow \text{Re}^{**}$ .

Теперь нужно принять простейшую из гипотез относительно величины  $\Delta_l$  при изменении числа  $\text{Re}$ , что имеет такой вид:

$$\Delta_l \sim \frac{(\text{Re}^{**} - \text{Re})^m}{(\text{Re} - \text{Re}^*)^n} d, \quad (20)$$

где  $n$  и  $m$  – постоянные величины.

Если по формулам (19) и (20) найти длину  $\Delta_t$ , то для нее получим такое выражение:

$$\Delta_t \sim \frac{(\text{Re} - \text{Re}^*)^{1-n}}{(\text{Re}^{**} - \text{Re})^{1-m}}. \quad (21)$$

Поскольку в (20) и (21) левые части имеют размерность длины, а правые – безразмерные, то в качестве коэффициента пропорциональности нужно подобрать величину, пропорциональную единому масштабу течения – толщину трубы  $h$ . Таким образом, модель становится трипараметрической, ее параметрами являются коэффициент пропорциональности, общий для  $\Delta_l$  и  $\Delta_t$  и показатели степени.

Таким образом, можно выделить следующие черты вышеопределенной модели течения. Модель переходного режима течения является феноменологической и никак не связанная с микроскопическими теориями переходных режимов. Полученная модель основывается на знаниях относительно стабилизированного течения в ламинарном и турбулентном режимах. Модель использует хорошо известные данные длины стабилизации ламинарных и турбулентных режимов, а также в упрощенной геометрической форме визуально наблюдаемую картину перемежаемости в переходном режиме течения.

Полученная модель течения на основании формул (15)-(17) позволяет вычислять коэффициенты сопротивления трения и местные сопротивления по их значениям для чисел  $\text{Re}$ , что ограничивают сверху и снизу интервал переходного режима. Стабилизированный профиль, в отличие от чисто ламинарных и турбулентных режимов течения, зависит от продольной координаты вдоль оси трубы, причем периодически. Модель позволяет строить стандартные приграничные слои, поэтому может быть использована для описания теплообмена в переходном гидродинамическом режиме течения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление. – М.: Энергоатомиздат, 1990 – 336 с.
2. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений / И. А. Белов, С. А. Исаев. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. – 108 с.
3. Климгомович Ю. Л. Турбулентность и структура хаоса. – М.: Наука, 1990. – 320 с.
4. Джозеф Д. Устойчивость движений в жидкости. – М.: Мир, 1981. – 638 с.
5. Полянин А. Д. Уравнения нестационарного пограничного слоя: общие преобразования и точные решения / А. Д. Полянин, В. Ф. Зайцев // Теор. основы хим. технологии. – 2001. – Т. 35 – С. 120–129.
6. Маслау С. А. Гидродинамические неустойчивости и переход к турбулентности. – М.: Наука: 1984. – 344 с.
7. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1982, – 224 с.

УДК 536.423:621.565

### МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЛЕКТОРНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ НА ОСНОВЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

*Альтман Э.И., к.т.н., доцент, г.Одесса, Украина  
E-mail: elling@ukr.net*

Для поддержания достаточно низкой рабочей температуры тепловыделяющих элементов радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) надо применять искусственные источники холода, в частности, холодильные установки. Испарители непосредственного охлаждения применяются как в традиционных

холодильных установках (например, испарительные батареи), так и в холодильных установках, используемых для охлаждения РЭА, что является сравнительно новой областью применения искусственного холода. Для поддержания достаточно низкой рабочей температуры тепловыделяющих элементов РЭА требуется переход от воздушного охлаждения к жидкостно-испарительному. Перспективными являются проточные хладоновые системы охлаждения. При этом, испаритель холодильной машины представляет собой коллекторный теплообменник, на стенках которого располагаются тепловыделяющие элементы. Условия работы таких испарителей накладывают определенные ограничения на выбор схемы и параметров работы холодильной установки.

Определяющими ограничениями являются:

- недопустимость перегрева действующих тепловыделяющих элементов;
- необходимость поддержания стабильной рабочей температуры;
- возможность включения и выключения произвольного числа блоков в различных сочетаниях.

Таким образом, при осуществлении проточной хладоновой испарительной системы охлаждения РЭА, в частности, процессора ЭВМ необходимо обеспечить такое распределение хладагента в системе параллельных каналов, чтобы исключить недопустимые перегревы в действующих тепловыделяющих элементах при любых возможных режимах их работы.

При конструировании РЭА, как правило, соблюдается модульный принцип. Тепловая нагрузка на каждый модуль неодинакова, кроме того возможно отключение модулей, что приводит к перераспределению расходов между ними. Сложность гидродинамических и теплообменных процессов в коллекторных испарителях такого типа определяет актуальность математического моделирования как на этапе проектирования, так и при эксплуатации для установления допустимых режимов работы. Такая задача возникает, в частности, при конструировании процессора быстродействующей ЭВМ.

Математическая модель системы охлаждения ЭВМ должна включать условия совместной работы компрессора и ТРВ в составе холодильной машины и учитывать возможность колебаний нагрузки по отдельным блокам и модулям от 0% до 100%.

В системе охлаждения процессора ЭВМ на базе парокомпрессионной холодильной машины (ХМ), функцию дросселя в которой выполняет терморегулирующий вентиль (ТРВ), возможны следующие схемные решения (рис. 1):

1. несколько компрессорно-конденсаторных агрегатов + 1 ТРВ +  $m$ - модулей;
2. один компрессорно-конденсаторный агрегат + 1 ТРВ +  $m/k$  - модулей;
3. один компрессорно-конденсаторный агрегат +  $m/k$  ТРВ +  $m/k$  - модулей;
4. один компрессорно-конденсаторный агрегат +  $n \cdot m/k$  ТРВ.

где:  $k$  - максимальное число компрессорно-конденсаторных агрегатов;

$m$  - число модулей;

$n$  - число блоков в модуле.

Схемное решение 1 нецелесообразно в связи с возможными неконтролируемыми нарушениями в распределении потоков хладагента и масла.

Схемное решение 2 обеспечивает независимую работу компрессорно-конденсаторных агрегатов, что является ее достоинством, однако приводит к необходимости организации распределения двухфазного хладагента между модулями и внутри модулей между блоками.

Схемное решение 3 усложнено увеличением количества ТРВ. Преимуществом этой схемы является то обстоятельство, что распределение хладагента между модулями осуществляется в жидкой фазе, однако внутри модуля сохраняется распределение двухфазного потока.

Схема 4 предельно усложнена - количество ТРВ соответствует числу параллельных блоков процессора, приходящихся на один агрегат. Однако в этой схеме отсутствует необходимость распределения двухфазного хладагента.

Таким образом математическая модель системы испарительных каналов должна учитывать факторы, существенно влияющие на их режим работы и эксплуатационную надежность всей системы охлаждения, такие как:

- условия совместной работы параллельных испарительных каналов при изменении числа параллельных ветвей с ТРВ;
- условия работы параллельных испарительных каналов с учетом рациональных форм организации распределения хладагента.

В связи с отсутствием надежных методов расчета таких сложных систем при неустановившихся режимах, рассматриваем математическую модель совместной работы параллельных испарительных каналов с ТРВ при следующих ограничениях:

- Стационарный режим;

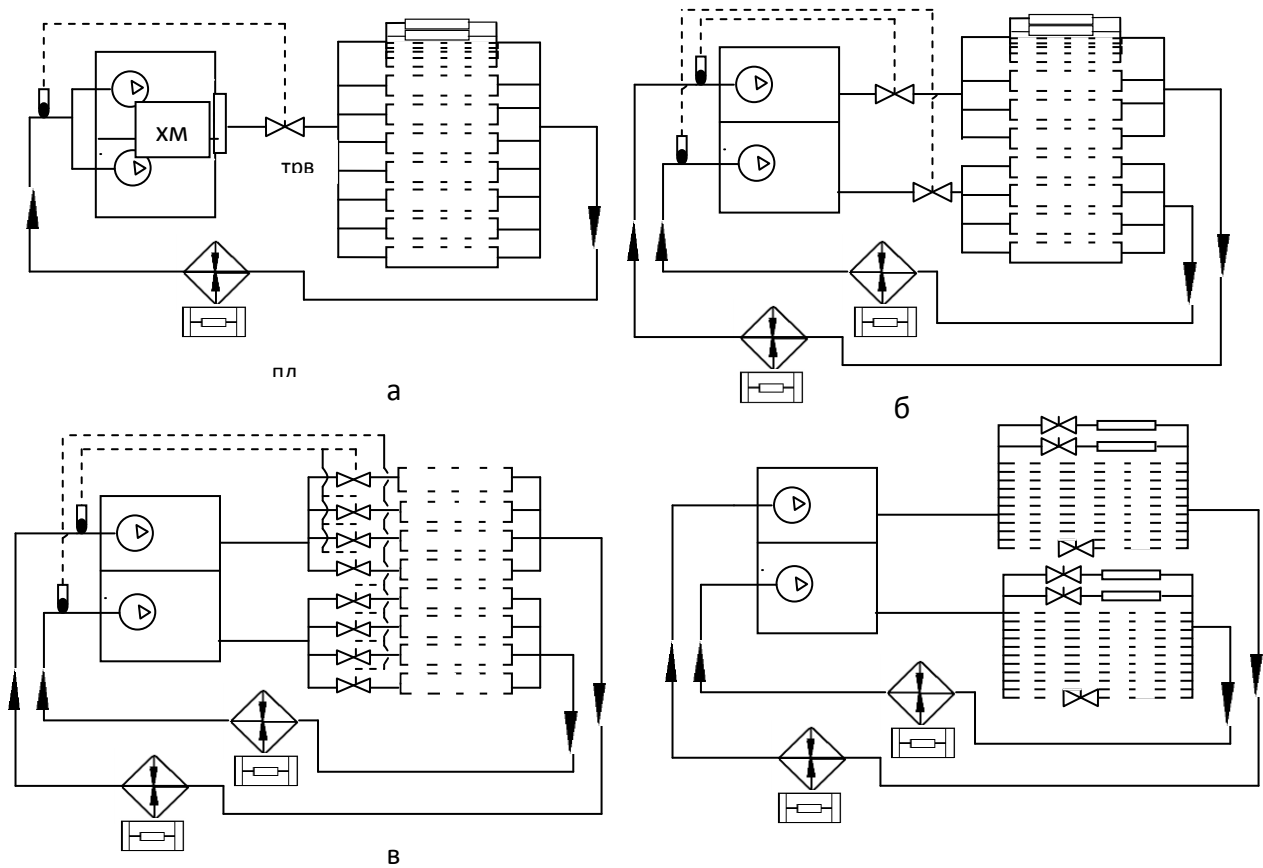
- Одинаковая настройка одинаковых ТРВ;
- Одинаковое температурное воздействие.

Наилучшим будет такой вариант распределения, при котором расход хладагента в каждом канале установится в полном соответствии с тепловым потоком так, чтобы на выходе из каждого канала паросодержание было близко к граничному ( $X_{гр} < 1$ ).

Величина граничного паросодержания  $X_{гр}$  определяется особенностями развития кризиса теплообмена при кипении второго рода и зависит от геометрии, ориентации канала, уровня тепловых потоков  $q$  и массовой скорости в канале  $\rho w$ .

Критическими будут условия, при которых общая потребная холодопроизводительность процессора и дополнительного подогревателя (ПД) будут больше располагаемой холодопроизводительности системы охлаждения.

Рисунок 1 - Схемные решения гидравлической разводки системы охлаждения



Математическая модель совместной работы компрессора и ТРВ основана на рассмотрении характеристик компрессора в виде  $G_k = f(P_k/P_0)$  и ТРВ в виде  $G_{ТРВ} = f(F, P_k/P_0)$ . Массовый расход фреона через каждый  $i$ -тый ТРВ определится следующим образом:

$$G_i = \mu_i \cdot F_i \sqrt{2\rho'(P_k - P_0)} \quad (1)$$

где:  $F$  - площадь проходного сечения вентиля;

$\mu$  - коэффициент пропорциональности;

$\rho'$  - плотность жидкости на входе в ТРВ;

$P_k$  и  $P_0$  - давление до и после дроссельного отверстия.

В установившемся режиме работы расход хладагента через компрессор равен сумме расходов через ТРВ:

$$G_k = \sum(\mu_i \cdot F_i) \sqrt{2\rho'(P_k - P_0)} \quad (2)$$

В первом приближении характеристику компрессора в виде зависимости массовой производительности от степени сжатия  $\pi = P_k/P_0$  можно аппроксимировать линейной функцией:

$$G_k = a - b \cdot \pi . \quad (3)$$

При  $A_i = \mu_i \cdot F_i \sqrt{2\rho'P_0} = idem$  система уравнений (2) и (3) примет вид:

$$n \cdot A_i \cdot \sqrt{(\pi - 1)} = a - b \cdot \pi \quad (4)$$

В результате решения уравнения (4) получаем значение расхода хладагента через каждый  $i$ -тый ТРВ:

$$G_i = A_i \sqrt{\left(\frac{a}{b} - 1\right) + 0,25 \left(n \frac{A_i}{b}\right)^2} - 0,5 A_i \left(n \frac{A_i}{b}\right) \quad (5)$$

Видно, что пропускная способность ТРВ падает с увеличением числа параллельно подключенных вентилях, при этом устанавливается меньшая степень сжатия. Возможна ситуация, когда при заданной тепловой нагрузке и условиях охлаждения в системе устанавливается такая степень сжатия и, соответственно, такой расход хладагента через компрессор, которого не хватает для обеспечения необходимого теплового режима работы испарительных блоков.

На выбор рациональной схемы холодильной установки определяющим образом влияет система распределения расходов хладагента между модулями и блоками (каналами) внутри модуля, Необходимо организовать потокораспределение для системы охлаждения процессора ЭВМ, которое при возможном отключении ряда блоков и модулей обеспечит:

- расход хладагента, необходимый для отвода тепловой нагрузки, различной для каждого канала;
- безкризисное протекание процесса кипения;
- заданное давление кипения.

Для выполнения последнего условия группа модулей снабжена регулятором давления кипения. Известным способом профилирования расхода является установка дополнительных сопротивлений, которыми могут являться дроссельные шайбы, капиллярные трубки или подстроечные вентили. Машино-ориентированная методика расчета дополнительных сопротивлений для каждого блока в пределах модуля в общем случае предполагает, что система охлаждения состоит из  $m$  параллельных модулей, снабженных одним регулятором давления.

Если в модуле  $n$  параллельных каналов, а тепловыделения имеют место только в  $k$  каналах, то система уравнений для расчета перепада давления  $\Delta P_0$  и распределения расходов такова:

- общий расход хладагента через модуль:

$$G_0 = \sqrt{(\Delta P_0)^n} \sum_k \frac{1}{\sqrt{A_i + \Delta A_i}} - \sum_k \frac{Q_i B_i}{2(A_i - \Delta A_i)} + \sum_k \sqrt{\left[\frac{Q_i B_i}{2(A_i + \Delta A_i)}\right]^2 + \frac{\Delta P_0}{A_i + \Delta A_i}} \quad (6)$$

- расход хладагента в каждом из  $k$  «включенных» каналов

$$G_i = \sqrt{\left[\frac{Q_i B_i}{2(A_i + \Delta A_i)}\right]^2 + \frac{\Delta P_0}{A_i + \Delta A_i}} - \frac{Q_i B_i}{2(A_i + \Delta A_i)} \quad (7)$$

- расход хладагента в каналах без тепловыделения

$$G_i = \sqrt{\Delta P_0} \frac{1}{\sqrt{A_i + \Delta A_i}} \quad (8)$$

- коэффициенты  $A_i$ ,  $\Delta A_i$  и  $B_i$  определяются по формулам:

$$B_i = \left[ \sum \zeta_{mi} + \lambda_i \frac{l_i}{d_{3i}} \right] \frac{\rho' / \rho'' - 1}{4F_i r \rho'} \quad (9)$$

$$A_i = \left[ \sum \zeta_{mi} + \lambda_i \frac{l_i}{d_{3i}} \right] \left[ 1 + x_{6x} \left( \frac{\rho' / \rho''}{\rho''} \right) \right] \frac{1}{2F_i^2 \rho'}$$

$$\Delta A_i = \zeta_i^{\partial} \frac{1 + x_{вх} \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)}{2 \rho' F_i^2}$$

где:  $\sum \zeta_{mi}$  – сумма коэффициентов местного гидравлического сопротивления  $i$ -того канала;

$\zeta_i^{\partial}$  – коэффициент добавочного местного сопротивления  $i$ -того канала;

$F_i$  – площадь поперечного сечения канала.

Алгоритм расчета системы охлаждения объекта РЭА с параллельными модулями и каналами реализует: 1) определение добавочных местных сопротивлений при заданном законе распределения и отключения тепловой нагрузки между модулями и параллельными каналами в пределах модуля; 2) расчет потокораспределения в системе охлаждения; 3) определение паросодержания на выходе из испарительных каналов и температурного режима стенки канала.

Расчетно-теоретический анализ проводился для реальной коллекторной системы непосредственного охлаждения процессора ЭВМ.

Конструктивно система охлаждения представляет две высокотемпературные холодильные машины, которые могут работать на общий испаритель или на два независимых испарителя. В состав каждой холодильной машины входят герметичный компрессор, конденсатор, регенеративный теплообменник системы контроля основных параметров и защиты компрессоров.

Штатным хладагентом является хладон-22, рабочая температура насыщения в испарителе 15 - 17<sup>0</sup>С, температура конденсации 40-45<sup>0</sup>С поддерживается водорегулирующим вентилем. Испарителем является система параллельных каналов. Процессор состоит из 56 каналов, общее потребление холода которыми составляет 17 кВт. Требование равномерности температурного поля процессора может быть выполнено только если исключить полное выпаривание хладагента в рабочих каналах блока, то есть максимально допустимое значение паросодержания на выходе из каналов  $x_{вых}^i < x_{гр}$  ( $x_{гр} \approx 0,9$ ).

Анализ распределения расходов между модулями и внутри каждого модуля проводился при следующих условиях:

1. Система охлаждения состоит из восьми модулей. Изменения тепловыделения происходят только в одном из них, тепловая мощность остальных модулей принимается постоянной.
2. Общий расход через систему охлаждения и отдельные модули остается постоянным при изменении тепловыделения в блоках.
3. Коэффициент запаса по расходу  $K = 1,2$ .
4. Положение ТРВ и регулятора давления при отключении блоков не меняется.
5. Распределение подстроечных сопротивлений рассчитывается для случая выключения двух верхних блоков и принимается постоянным при дальнейшем изменении тепловыделения в блоках.
6. Температура кипения хладагента в каналах остается постоянной и равной  $t_0=10^0$ С. После ТРВ пар байпасируется и в каналы поступает жидкий хладагент с  $x_{вх}=0$ , испарение при дросселировании на подстроечных вентилях не учитывается.
7. Паросодержание на выходе из испарительных каналов при номинальном режиме работы принимается  $x_{вых} = 0,9$ .

На рис.2 приведены тепловые нагрузки и результаты расчета распределения расходов в одном модуле. Из полученных результатов следует, что обеспечение нормальных тепловых режимов в системе параллельных испарительных каналов достигается путем установки дополнительных сопротивлений на входе в каждый канал, что гарантирует необходимый уровень эксплуатационной надежности. Это дает возможность применить схемное решение, соответствующее рис.1г, в котором возможно совместить в одном регулирующем устройстве две основные функции – дросселирование с производством холодильного эффекта и настройку гидравлического сопротивления канала для обеспечения заданного расхода, согласующегося с тепловой нагрузкой.

Предложенная математическая модель и методика расчетного анализа коллекторной системы охлаждения РЭА дает возможность установить основные режимные параметры при варьировании числа модулей в системе, числа блоков в модуле и при изменении внешних условий.

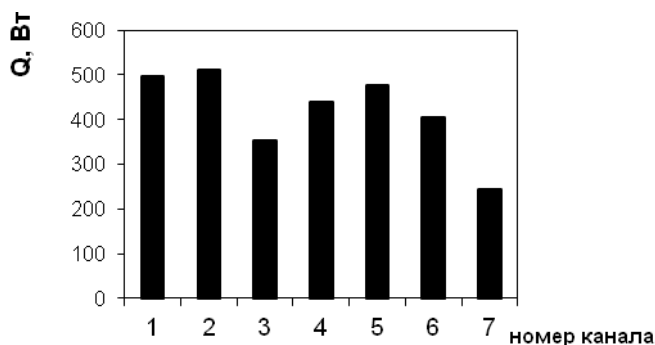
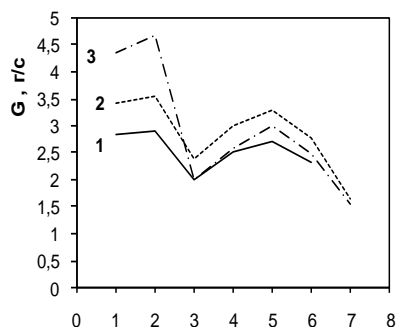
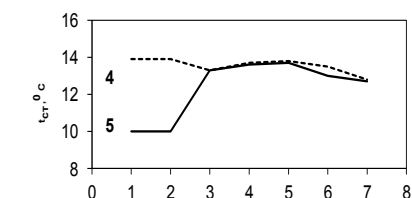


Рисунок 2 – Распределение расходов хладагента, температуры стенки и гистограмма тепловой нагрузки для одного модуля.

- 1 – распределение расходов при номинальном режиме;
- 2 – распределение расходов при  $K=1,2$  все каналы включены;
- 3 – распределение расходов при  $K=1,2$  два канала выключены ( $Q_1=Q_2=0$ );
- 4 – температура стенки при всех включенных каналах;
- 5 – температура стенки при двух выключенных каналах.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марон В.И. Гидравлика двухфазных потоков в трубопроводах / В.И. Марон. — М: Лань, 2012. — 248 с.
2. Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А.М. Кутепов, Л.С. Стерман, Н.Г. Стюшин. — М.: Высшая школа, 1986. — 448 с.

УДК 664.641, 664.78

### СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ХЛЕБОПЕКАРНЫХ СВОЙСТВ ПШЕНИЦЫ И ПШЕНИЧНО-ПЫРЕЙНОГО ГИБРИДА

*Барыльник К.Г., Кузнецова Л.И., д.т.н., Лаврентьева Н.С., Савкина О.А., к.т.н.,  
 Чикида Н.Н., к.с.-х.н., Российская Федерация, г.Санкт-Петербург  
 E-mail: barylникk@yandex.ru, niihleba@yandex.ru, niihleba@yandex.ru,  
 1103savkina@mail.ru, n.chikida@mail.ru*

Пшенично-пырейные гибриды относятся к числу относительно новых культур, селекция которых является перспективным направлением. Известно, что пшеница, которая широко применяется в хлебопечении, имеет серьезные недостатки, связанные с узостью генетического материала вовлеченных в селекцию сортов. Как правило, используются высокопродуктивные сорта пшеницы, в родословные которых входят известные мировые хлебные шедевры как Безостая 1, Мироновская 808, Саратовская 29 и их потомки, что приводит к потере адаптивности к различным лимитирующим факторам произрастания и в значительной степени к повышению риска развития эпифитотий и эпизоотий. Что в свою очередь, практически значительно сказывается на качестве самого зерна и приводит к снижению его хлебопекарных показателей.