УДК 536.24:533.6.011

ТЕПЛООБМЕН И АЭРОДИНАМИКА ПАКЕТОВ ВИНТООБРАЗНЫХ ТРУБ С РАВНОРАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Письменный Е.Н., Рогачев В.А., Баранюк А.В., Рева С.А., Панасюк А.П.

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина

АННОТАЦИЯ

Работа посвящена исследованию теплоаэродинамических характеристик новых винтообразных труб с равноразвитой поверхностью теплообмена, изготовленных способом роликового выдавливания из гладкой круглой трубы.

Винтообразные трубы предназначены для использования в качестве базовых элементов теплообменных поверхностей воздухонагревателей-регенераторов газотурбинных установок, бесконтактных нагревателей топливного газа, котельных воздухоподогревателей и т.д.

Исследованы теплообмен и аэродинамика при внутреннем продольном омывании воздушным потоком винтообразных труб двух типоразмеров, отличающихся высотой выступов и шагами между ними.

Показано, что рассмотренные конструкции позволяют увеличить интенсивность теплообмена внутри винтообразной трубы в 1,45 - 2,4 раза при росте сопротивления в 8-9 раз по сравнению с гладкими круглыми трубами в диапазоне чисел Рейнольдса $(10 – 60)\cdot10^3$.

Исследованы теплоаэродинамические характеристики шахматных пакетов винтообразных труб при поперечном их омывании в диапазоне чисел Рейнольдса $(5 – 70)\cdot10^3$. При этом поперечный шаг труб в пакете S_1 варьировался от 42 мм до 70 мм, а продольный S_2 от 36,5 мм до 90 мм.

Установлено влияние геометрических характеристик винтообразных труб и их компоновок на теплообмен и аэродинамическое сопротивление пакетов.

Показано, что интенсивность теплообмена при поперечном омывании пакетов винтообразных труб с равноразвитой поверхностью по сравнению с такими же пакетами из круглых труб при $Re = 5\cdot10^3$ увеличивается на (8-12) %, а для $Re = (60\text{-}80)\cdot10^3$ на (25-35) %. При этом наблюдается снижение аэродинамического сопротивления на (25-35) % для $Re < 7\cdot10^3$.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема совершенствования теплообменных поверхностей воздухонагревателей-регенераторов ГТУ (газотурбинных установок) газоперекачивающих агрегатов, которые используются в компрессорных станциях газотранспортной системы Украины, является весьма актуальной. Для увеличения коэффициента полезного действия (к.п.д.) отечественных ГТУ, необходимо на выходе из газовой турбины устанавливать экономичные, эффективные регенераторы теплоты с уменьшенной металлоемкостью и габаритами. Это самый простой и относительно недорогой способ увеличить к.п.д. и уменьшить использование газа на собственные нужды ГТУ.

На сегодняшний день существующие теплообменные поверхности воздухонагревателей-регенераторов, изготовленные, как правило, из обычных круглых труб, практически исчерпали свои возможности с точки зрения повышения их теплоаэродинамической эффективности. Кроме того, они имеют большие габариты и массу. Устранение этих недостатков может быть связано только с применением новых интенсифицированных теплообменных поверхностей, созданых на основе новой элементной базы.

Таким требованиям отвечают винтообразанные трубы с равноразвитой поверхностью, разработанные в НТУУ «КПИ» [1, 2].

В настоящее время использование таких труб сдерживается двумя факторами. Первый – не существует до конца отработанной технологии их массового производства. Второй – отсутствуют

© Письменный Е.Н., Рогачев В.А., Баранюк А.В., Рева С.А., Панасюк А.П.

методики расчетов внешнего и внутреннего теплообмена и аэродинамического сопротивления пакетов труб с равноразвитой поверхностью.

Технология роликового выдавливания из гладкой цилиндрической трубы [3] даст возможность ускорить и удешевить процесс изготовления винтообразной трубы с равноразвитой поверхностью, а теплоаэродинамические исследования поверхностей из винтообразных труб позволят получить зависимости для расчетов коэффициентов теплоотдачи и сопротивления, используемые в конструктивных расчетах теплообменных аппаратов [4].

Предварительные теплоаэродинамические расчеты показали, что применение винтообразных труб с равноразвитой поверхностью в теплообменниках обеспечит снижение их массогабаритных показателей на (30-40) % по сравнению с теплообменниками из обычных круглых труб.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

В данной работе, рассматриваются методики теплоаэродинамических исследований при движении воздушного потока внутри винтообразной трубы (внутренняя задача) [5] и при поперечном внешнем омывании пакета винтообразных труб с равноразвитой поверхностью (внешняя задача) [6]. Эти две задачи изучались на разных экспериментальных стендах. Исследованные винтообразные трубы показаны на рис.1.

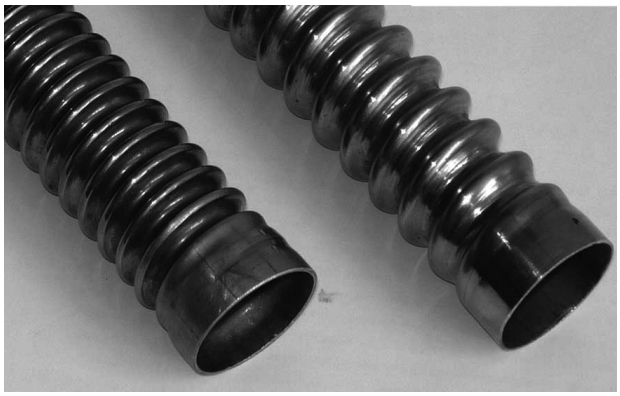

Рис.1 Общий вид винтообразных труб с равноразвитой поверхностью.

Для получения теплоаэродинамических характеристик при поперечном обтекании пакетов из винтообразных труб в эксперименте применялись модели (макеты) труб, их основные геометрические размеры приведены на рис.2. Трубы объединялись в пакеты с шахматной компоновкой, в которых варьировались поперечный S_1 и продольный S_2 шаги.

Высота и шаг выступов (впадин), образующих профиль винтообразной трубы (рис.2а, б), соответственно составляли h =5 мм, t =12 мм (тип 1) и h =3, t =8 мм (тип 2). Радиус скругления вершин выступов (впадин) равнялся 1,6 мм. В зависимости от указанных геометрических величин степень развития исходной гладкой поверхности (коэффициент оребрения) при ее преобразовании в винтообразную составляла 1,15 и 1,27.

Конвективный теплообмен пакетов исследован методом локального теплового моделирования (в пакете обогревается только одна труба-калориметр) при стационарном режиме [4, 6]. При таком методе экспериментальная установка значительно упрощается, повышается точность температурных измерений и определение коэффициентов теплоотдачи, что важно при поиске оптимальных геометрических параметров поверхности нагревания или сравнении разных способов интенсификации теплоотдачи.

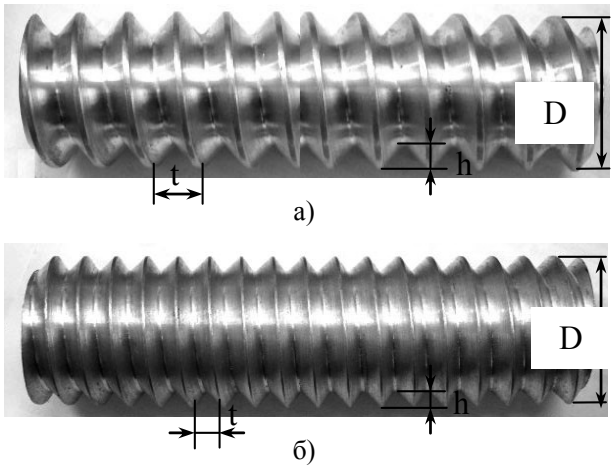

Рис.2 Модели труб: а) тип 1 - t = 12 мм; h = 5 мм; б) тип 2 - t = 8 мм; h = 3 мм.

За определяющий размер в числах Нуссельта Nu и Рейнольдса Re принимался наружный диаметр D=38 мм, ограниченный вершинами выступов (рис. 2). Теплофизические констан-

ты, входящие в числа Nu и Re, относились к среднебалансовой температуре воздуха в ряду пакета, где находилась труба-калориметр. За определяющую скорость воздуха в числах Re принималась скорость в наиболее узком сечении пакета.

Теплообмен и аэродинамика внутри трубы исследовались экспериментальным и численным методами [1]. При численном исследовании, на входе в трубу задавались следующие параметры: средняя температура воздуха T_∞ = 19,3 ºС, давление P∞ = 0,1 МПа, степень турбулентности Tu_∞ = 0,1 %, профиль скорости – развитый турбулентный. На стенке трубы, с целью обеспечения корректного сопоставления результатов численного моделирования с данными экспериментальных исследований [1, 5], задавались граничные условия типа q_w = const. Числа подобия рассчитывались по среднерасходной скорости воздуха w_{cp} и внутреннему проточному диаметру трубы D=36 мм. В качестве определяющей температуры принималась средняя температура потока воздуха в трубе. Исследования проводились в диапазоне чисел Рейнольдса Re = (10 – 60)·10³.

Методика экспериментального исследования внутри тубы винтообразного профиля подробно изложена в [5].

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛООБМЕНА И СОПРОТИВЛЕНИЯ ВНУТРИ ВИНТООБРАЗНОЙ ТРУБЫ

Результаты экспериментальных и численных исследований конвективного теплообмена и ародинамического сопротивления внутри винтообразной трубы представлены на рис. 3 и 4.

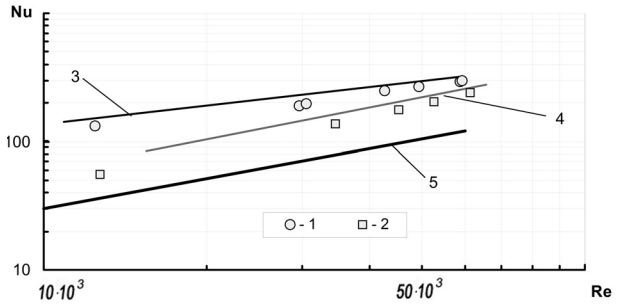

Рис.3 Сравнение экспериментальных и численных данных по теплообмену внутри трубы: 1 - тип 1: h = 5 мм, t = 12 мм; 2 - тип 2: h = 3 мм, t = 8 мм; 3, 4 – численное моделирование: труба тип 1, тип 2 соответственно; 5 – гладкая труба [7].

Данные, полученные численным CFD-моделированием (линии 3 и 4 на графиках) показали удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными (точки 1 и 2 на графиках) в пределах (12-15) %.

Эффект интенсификации теплоотдачи в винтообразной трубе оценивался путем сравнения данных по теплообмену для цилиндрической трубы при развитом турбулентном режиме течения, рассчитанных по известной формуле [7]. Анализируя полученные результаты, можно сказать, что для разных профилей винтообразных труб в заданом диапазоне чисел Рейнольдса все зависимости Nu = *f*(Re) расположены значительно выше расчетной кривой для цилиндрической трубы и имеют наклон близкий к турбулентному закону теплообмена. Так, интенсивность теплообмена в винтообразной трубе с параметрами h =5 мм, t =12 мм наибольшая и в 2,4 раза выше, чем для цилиндрической трубы и в 1,7 выше, чем у винтообразной трубы типа 2 с параметрами h = 3 мм, t = 8 мм.

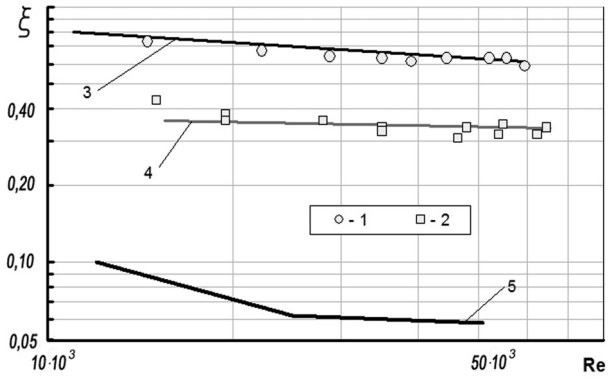

Рис.4 Сравнение экспериментальных и численных данных по аэродинамическому сопротивлению внутри трубы (Обозначения см.рис.3); 5 – гладкая труба [8].

Результаты исследований аэродинамического сопротивления (рис. 4) свидетельствуют, что экспериментальные данные при Re > 20·10³ имеют практически автомодель-

ный режим. В диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $10 \cdot 10^3$ до $20 \cdot 10^3$ коэффициент сопротивления постепенно снижается с увеличением чисел Рейнольдса. Кривая x = f(Re) качественно повторяет кривую для цилиндрической трубы [8].

Из рис.4 следует, что наибольшее аэродинамическое сопротивление имеет винтообразная труба с параметрами профиля h =5 мм, t =12 мм (тип 1), которое в 1,6 раза, выше, чем у винтообразной трубы с параметрами h =3 мм, t =8 мм и в 8-9 раз выше, чем для цилиндрической трубы [8].

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛООБМЕНА И СОПРОТИВЛЕНИЯ ПАКЕТОВ ВИНТООБРАЗНЫХ ТРУБ

С целью определения влияния геометрических характеристик труб и их компоновок на теплообмен и аэродинамику проведены экспериментальные исследования для 30 пакетов винтообразных труб в интервале изменения чисел Рейнольдса от $5 \cdot 10^3$ до $70 \cdot 10^3$. Поперечный шаг труб S_1 варьировался от 42 мм до 70 мм, продольный S_2 от 36,5 мм до 90 мм.

Результаты исследований по теплообмену и аэродинамическому сопротивлению, представленные на рис. 5 и 6 показывают, что данные достаточно хорошо аппроксимируются степенными зависимостями вида:

$$Nu_D = C_q \cdot Re_D^m \quad (1)$$

$$Eu_D = C_s \cdot Re_D^{-n} \quad (2)$$

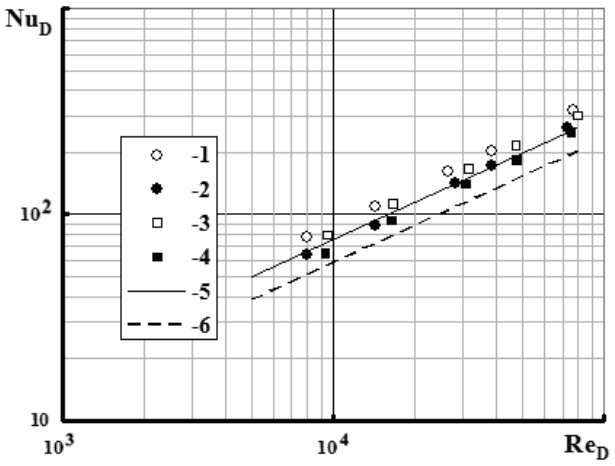

Рис.5 Интенсивность теплообмена в пакетах винтообразных труб: 1 – пакет S_1 =42 мм, S_2 = 36,5 мм (труба типа 1); 2 – пакет S_1 =42 мм, S_2 = 90 мм (труба типа 1); 3 – пакет S_1 =42 мм, S_2 = 36,5 мм (труба типа 2); 4 – пакет S_1 =42 мм, S_2 = 90 мм (труба типа 2); 5 – расчет, пакет круглых труб S_1 =42 мм, S_2 = 36,5 мм [7]; 6 – расчет, пакет круглых труб S_1 =42 мм, S_2 = 90 мм [7].

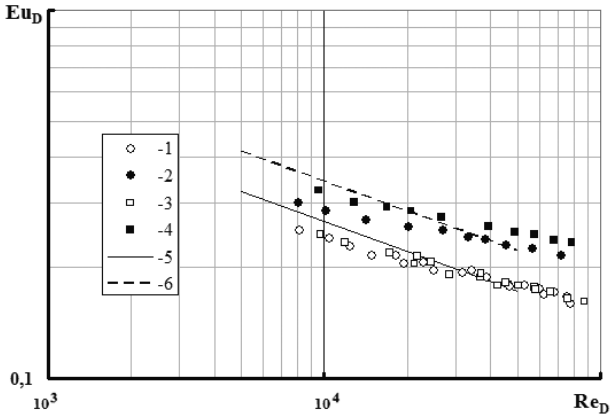

Рис.6 Аэродинамическое сопротивление пакетов винтообразных труб (Обозначения см. рис.5); 5-6 – расчет по [8].

Анализ полученных данных свидетельствует, что интенсивность теплообмена пакетов из труб типа 1 (t = 12 мм; h = 5 мм) выше на (8-12)%, чем у пакетов из труб типа 2 (t = 8 мм; h = 3 мм). По сравнению с гладкотрубным пакетом наблюдается повышение интенсивности теплообмена на 25-30 %.

Аэродинамическое сопротивление шахматных пакетов из винтообразных труб исследовалось в диапазоне чисел Рейнольдса $Re_D=(5\text{-}80) \cdot 10^3$. Данные на рис. 6 показывают, что при увеличении поперечного шага S_1, аэродинамическое сопротивление уменьшается на (35-40)% по сравнению с пакетами из круглых труб.

Из анализа проведенных экспериментов для всех серий типов труб и их компоновок можно констатировать, что в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $6 \cdot 10^3$ до $50 \cdot 10^3$ наблюдается снижение аэродинамического сопротивления. Так, при $Re_D < 7 \cdot 10^3$ сопротивление ниже на (25-35) %, а при $Re_D > 50 \cdot 10^3$ темп снижения уменьшается и наблюдается небольшая его стабилизация.

Сравнение полученных данных по теплообмену с расчетными зависимостями для шахматных пакетов цилиндрических труб [7] показало, что интенсивность теплообмена пакетов из винтообразных труб на (5-15)% выше в диапазоне чисел Рейнольдса (5-8)·10³ и на (20-30)% в диапазоне чисел Рейнольдса (40-70)·10³ (рис.7).

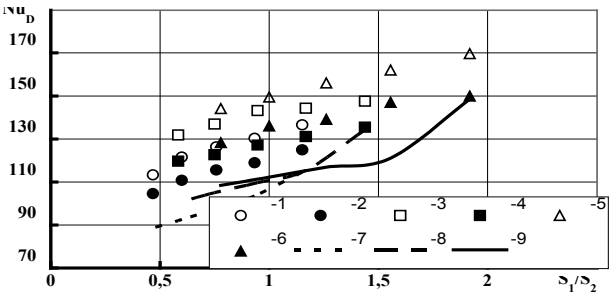

Рис.7 Зависимость чисел Nu_D от параметра S_1/S_2 при $Re_D = 20\cdot10^3$: 1 – труба типа 1, S_1 = 42 мм; 2 – труба типа 2, S_1 = 42 мм; 3 – труба типа 1, S_1 =52,5 мм; 4 – труба типа 2, S_1 = 52,5 мм; 5 – труба типа 1, S_1 = 70 мм; 6 – труба типа 2, S_1 = 70 мм; 7-9 – расчет по [7].

На рис. 8 для всех исследованых пакетов представлены данные зависимости чисел Эйлера Eu_0 от параметра размещения труб S_1/S_2. Они свидетельствуют, что расслаивающим параметром, кроме S_1/S_2, является также приведенная длина пакета, зависящая от геометрических характеристик труб (h, t, D) и их компоновки (S_1, S_2).

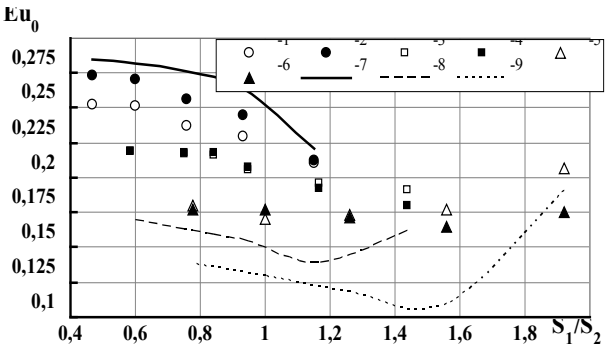

Рис.8 Зависимость чисел Эйлера от параметра S_1/S_2 при $Re_D = 20\cdot10^3$ (Обозн. см. рис.7); 7-9 – расчет [8].

ВЫВОДЫ

Основные научные и практические результаты работы состоят в следующем:

- Установлено, что при течении внутри винтообразных труб, отличающихся геометрией профиля, интенсивность теплоотдачи и аэродинамическое сопротивление повышаются соответственно в 1,45 - 2,4 раза и в 8-9 раз по сравнению с гладкими круглыми трубами. При этом наблюдается опережающий рост сопротивления по отношению к интенсивности теплообмена.
- Наибольшую интенсификацию теплообмена при наружном и внутреннем омывании среди исследованных имеет винтообразная труба с параметрами h=5 мм, t=12 мм.
- Увеличение интенсивности теплообмена при поперечном омывании пакетов винтообразных труб с равноразвитой поверхностью при $Re = 5\cdot10^3$ составляет от (2-8)% до (10-12)% в зависимости от геометрических характеристик труб, а для $Re = (60\text{-}80)\cdot10^3$ достигает (25-35)% по сравнению с такими же пакетами из круглых труб.
- В диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $6\cdot10^3$ до $50\cdot10^3$ наблюдается более низкое аэродинамическое сопротивление, чем для цилиндрических труб, которое достигает (25-35)% при $Re < 7\cdot10^3$. При $Re > 50\cdot10^3$ имеет место постепенное выравнивание сопротивления для пакетов труб с равноразвитой поверхностью и обычных круглых труб.

Предлагаемый новый тип теплообменной поверхности из винтообразных труб является перспективным и может найти свое применение при модернизации регенераторов–воздухонагревателей ГТУ и создании других теплообменных аппаратов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Письменный Е.Н. Равноразвитые поверхности теплообмена и методика численных исследований их теплогидравлических характеристик/Е.Н. Письменный, А.В. Баранюк, М.М. Вознюк//Промышленная теплотехника.-2012.-Т.34-№1.-С.45-54.
Pismeny, E.N., Baraniuk, A.V., Vozniuk M.M. (2012), Ravnorazvitye poverkhnosti

teploobmena i mitodika chislenykh isledovaniy ih teplogidravlicheskikh kharakteristik [Equally-developed heat transfer surfaces and methods of numerical studies of thermal-hydraulic characteristics], Promishlenaia teplotekhnika, Kiev, Ukraine

2. Патент на корисну модель №67783 Україна, МПК F28F1/08. Теплообмінна труба/Є.М.Письменний, О.М.Терех, О.І.Руденко, О.П.Ніщик, О.В.Баранюк; заявник та володар патенту на корисну модель НТУУ"КПІ" – u201108293; заявл.01.07.2011;опубл.12.03.2012.Бюл. №5. Pismeny, E.N., Terekh, O.M., Rudenko, O.I., Nishchik, O.P., Baraniuk, A.V. (2011), Patent na korisnu model №67783, MPK F28F1/08. Teploobminna truba [Patent for useful model №67783, MPK F28F1/08. Heat transfer tube], Ukraine
3. Маковей В.О. Профілювання гвинтоподібних труб обкочуванням/ В.О. Маковей, Ю.П. Бородій, А.В. Кліско, П.Ю. Проценко//Вісник Київського політехнічного інституту. - Машинобудування. – 2010. - №60. С.50-60. Makovey, V.O., Borodiy, Yu.P., Klisko, A.V., Protsenko, P.Yu. (2010), Profiliuvania gvyntopodibnykh trub obkochuvaniam [Profiling helical-shaped tubes by means of outer rolling], Visnyk of Kyiv polytechnic institute, Mashinobuduvania, Kyiv, Ukraine
4. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребренных труб/Е.Н. Письменный – Киев: Альтерпрес, 2004. - 244с. Pismeny, E.N. (2004), Teploobmen i aerodinamika paketov poperechno orebrenykh trub [Heat transfer and aerodynamic of packages with cross flow fin tubes], Alters, Kiev, Uktaine
5. Демчук Л.В., Рогачов В.А., Терех О.М., О.І.Руденко. Теплоаеродинамічна ефективність гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2007. -№5/8(53). -С. 26 – 30. Demchuk, L.V., Rogachov, V.A., Terekh, O.M., Rudenko, O.I. (2007), Teploaerodynamichna efektyvnist gvyntopodibnykh trub z rivnorozvynenoiu poverkhnostiu [Heat-aerodynamic efficiency helical-shaped tubes with equally developed surfaces], Vostochno Evropeysky zhurnal peredovykh tekhnologiy, Kyiv, Ukraine
6. Є.М.Письменний, В.А.Рогачов, О.М.Терех, В.І. Коньшин, Д.С. Омельчук. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею // Восточно-Еврпейский журнал передовых технологий. - 2013. -№1/8(61). -С. 29 – 33. Pismeny, E.M., Rogachov, V.A., Terekh, O.M., Konshyn, V.I., Omelchiuk, D.S. (2013), Teploobmin puchkiv trub z rivnorozvynenoiu poverkhneiu [Heat transfer of tubes packages with equally developed surfaces], Vostochno Evropeysky zhurnal peredovykh tekhnologiy, Kyiv, Ukraine
7. Тепловой расчет котельных агрегатов: нормативный метод /под ред. Н.В. Кузнецова. – М.: Энергия, 1973.- 296 с. Kuznetsov, N.V. (1973), Teplovoy raschet kotelnykh agregatov: normativny metod [Thermal calculation of boiler units: standard method], Energiya, Moskow, USSR
8. Аэродинамический расчет котельных установок: нормативный метод /под ред. С.И. Мочана. – М.: Энергия, 1977.- 256 с. Mochan, S.I. (1977), Aerodinamicheskiy raschet kotelnykh ustanovok: normativny metod [Aerodynamic calculation of boiler systems: standard method], Energiya, Moskow, USSR