

Д. Б. Вафин, А. В. Садыков, Д. А. Садыкова

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ВЕЕРНЫХ ГОРЕЛОК НАСТИЛЬНОГО ПЛАМЕНИ В ТРУБЧАТЫХ ПЕЧАХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ МЕТОДОМ

Ключевые слова: трубчатая печь, горелки, горение, теплообмен, излучение, турбулентность.

В работе рассматривается возможность теплового расчета трубчатых печей с газовыми веерными горелками настильного пламени в рамках дифференциального метода теплового расчета топок. Процессы, протекающие в радиантной камере, моделируются двухмерными уравнениями энергии, переноса излучения, движения,  $k-\varepsilon$  модели турбулентности и простой модели горения природного газа. Перенос излучения рассматривается в рамках  $S_2$ -приближения метода дискретных ординат. Приведены результаты численных исследований влияния расположения горелок и направления настилающих факелов на аэродинамику топочных газов, на распределения поверхностных плотностей лучистых потоков тепла к трубчатому экрану и на поле температур в камере радиации технологической трубчатой печи.

Keywords: tube furnace, burner, combustion, heat exchange, radiation, turbulence.

We consider the possibility of thermal analysis tube furnace with fan-shaped near-wall flame gas burners within the differential thermal analysis method inserts. Processes going on in the radiation chamber, are modelled by the two-dimensional equations of energy, transfer of radiation, movement,  $k-\varepsilon$  of model of turbulence and the simple model of natural gas burning. Radiated heat transfer is considered within  $S_2$  approach for the method of discrete ordinates. The results of numerical studies of influence of the burner and the direction of flooring torches on the aerodynamics of flue gases, distribution of surface density of the radiant heat flux to the tubular screen and on the temperature in the chamber radiation processing tube furnace.

Для нормального протекания технологических процессов в трубчатых реакторах нефтехимической промышленности с кратковременным пребыванием нагреваемых продуктов должна быть обеспечена определенная теплонапряженность труб по их длине. Для этого обычно используются беспламенные панельные горелки или горелки настильного сжигания топлива с многоярусным расположением на боковых стенках секции радиации трубчатой печи. При этом возникает необходимость расчета локальных значений лучистых потоков к трубчатому экрану и определения температуры стенки труб и футеровки для предотвращения их перегрева. Разработанный нами дифференциальный метод расчета внешнего теплообмена в трубчатых печах [1-3] здесь используется для моделирования печей с газовыми веерными горелками настильного пламени.

Газовые веерные горелки типа ГВН предназначены для сжигания газового топлива в трубчатых печах на предприятиях нефтеперерабатывающей, химической и газовой промышленности для замены панельных беспламенных горелок типа ГБПш. Упрощенная схема расположения горелки показана на рис. 1.

Конструкция выходной раздаточной головки обеспечивает высокую равномерность разогрева поверхности настила прямоугольной формы площадью 1,5 – 1,8 м<sup>2</sup> при соотношении сторон от 2:1 до 4:1. Благодаря применению горелок ГВН сокращается подсос нерегулируемого воздуха в печь, что приводит к повышению КПД до 5%. Упрощается регулирование тепловой мощности печи в процессе эксплуатации. Факелы горелок настилаются на стены, выложенные из огнеупорного кирпича.

По принципу смесеобразования горелка является инжекционным, с неполным предварительным смешением и подводом вторичного воздуха к корню факела.

Первичный воздух поступает в инжекционный смеситель, далее газоздушная смесь с коэффициентом избытка воздуха 0,65 – 0,75 через каналы в выходной головке распределяется по поверхности настила. Вторичный воздух поступает через кольцевой канал благодаря разрежению в топке и эжектирующему эффекту настильного факела. Можно отдельно регулировать подачу первичного и вторичного воздуха с помощью шиберов.

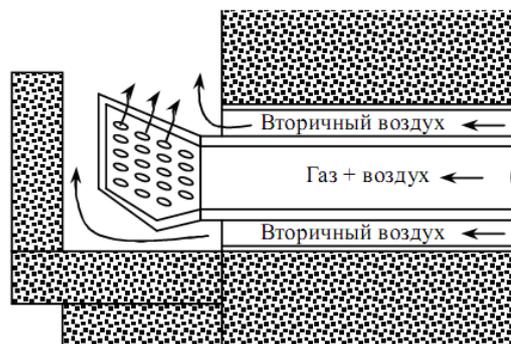


Рис. 1 – Упрощенная схема веерной горелки

Наличие осевой симметрии, а также симметричное расположение горелок позволяют рассматривать задачу в двухмерной постановке для одной половины печи. Ряд труб заменим сплошной непрозрачной для теплового излучения лучевоспринимающей поверхностью с эффективной степенью черноты. Эффективную степень черноты  $\varepsilon_{\text{эфл}}$  и отражательную способность  $\Gamma_{\text{эфл}}$  такого трубчатого экрана можно вычислить по формулам [4]:

$$\varepsilon_{\text{эф}\lambda} = \frac{\varphi_{\text{пэ}}(2-\varphi_{\text{пэ}})\varepsilon_{\lambda}}{\varepsilon_{\lambda} + \text{п}\varphi_{\text{пэ}}(2-\varphi_{\text{пэ}})\Gamma_{\lambda}}; \quad \Gamma_{\text{эф}\lambda} = 1 - \varepsilon_{\text{эф}\lambda}, \quad (1)$$

где  $\varepsilon_{\lambda}$ ,  $\Gamma_{\lambda}$  – спектральная степень черноты и отражательная способность наружной поверхности труб;  $\varphi_{\text{пэ}}$  – угловой коэффициент, зависящий от расстояния между трубами (шага)  $S_3$  и внешнего диаметра труб  $d$ :

$$\varphi_{\text{пэ}} = 1 + \frac{d}{S_3} \arctg \sqrt{\left(\frac{S_3}{d}\right)^2 - 1} - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{S_3}\right)^2},$$

$$n = \frac{S_3}{\pi d}.$$

Система координат, область интегрирования и изотермы в камере радиации в случае направления настилающихся факелов вверх показана на рис. 2. На рисунке высота камеры радиации вдоль оси  $x$  показана уменьшенной в 3,5 раза по сравнению с шириной камеры.

Двухмерная математическая модель задачи содержит стационарные уравнения энергии, переноса энергии излучением, движения, неразрывности,  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности, одноступенчатой модели горения.

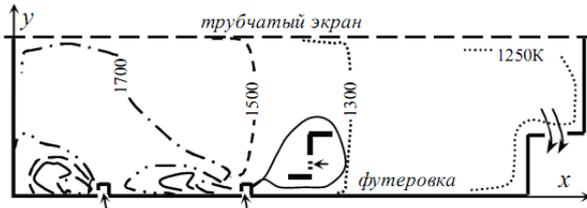


Рис. 2-Изотермы при направлении потока вверх: — 2000К; - - - 1900К; - · - · - 1800К

Подробные записи перечисленных уравнений, вопросы постановки граничных условий к этим уравнениям, системы алгебраических уравнений, получаемые при разностной аппроксимации исходных дифференциальных уравнений, моделирующих физические процессы, представлены в наших работах [2, 3]. Все эти уравнения переноса можно записать в обобщенном виде:

$$\rho u \frac{\partial \phi}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_{\phi};$$

$$S_{\phi} = S_C - S_P \phi, \quad (2)$$

Здесь  $u, v$  – компоненты вектора скорости  $\vec{v}$  по осям  $x, y$  соответственно;  $\phi \equiv \{T, u, v, k, \varepsilon, m_k, m_{\text{ок}}\}$  – обобщенная переменная. Для каждой из перечисленных переменных в обобщенном уравнении (2) свои соответствующие выражения для коэффициентов переноса  $\Gamma_{\phi}$  и источниковых членов  $S_C, S_P$ , причем  $S_P \geq 0$ .

Распределение температуры в топочной камере находится в результате решения уравнения энергии совместно с уравнением переноса энергии излучением.

Лучистый теплообмен рассматривался в  $S_2$  –приближении метода дискретных ординат. При использовании метода дискретных ординат уравне-

ние переноса излучения заменяется системой дифференциальных уравнений относительно интенсивности излучения  $I_m^k$  вдоль ограниченного количества выделенных направлений  $S_m \{S_m; m = 1, N_0\}$ . Эти направления задаются набором угловых координат  $\{\mu_m, \xi_m; m = 1, N_0\}$ , равные величине проекции единичного вектора направления  $S_m$  на оси координат  $0x$  и  $0y$  соответственно. В зависимости от их количества различают  $S_2$  – приближение ( $N_0 = 4$ ),  $S_4$  – приближение ( $N_0 = 12$ ), и другие [5]. Вместо интегро-дифференциального уравнения получается система дифференциальных уравнений относительно интенсивности излучения  $I_m^k$  в  $k$ -ом спектральном диапазоне вдоль каждого из этих направлений  $m$ :

$$\mu_m \frac{\partial I_m^k}{\partial x} + \xi_m \frac{\partial I_m^k}{\partial y} = \alpha_k \int_{\lambda_{k-1}}^{\lambda_k} I_{b\lambda} d\lambda - (\alpha_k + \beta_k) I_m^k +$$

$$+ \frac{\beta_k}{4\pi} \sum_{m'=k}^{N_0} w_{m'} \phi_{m'm}^k I_{m'}^k, \quad (3)$$

где  $\alpha_k, \beta_k$  – осредненные спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния в определенном спектральном диапазоне  $k$ ;  $\mu_m, \xi_m$  – угловые координаты и  $w_m$  – весовые коэффициенты [5].

Индикатриса рассеяния представляется в виде

$$\gamma(\theta) = 1 + g_1 \cos \theta.$$

Поля скоростей и коэффициентов турбулентного переноса определялись в результате численного решения системы осредненных уравнений Навье–Стокса, неразрывности и  $k$  –  $\varepsilon$  модели турбулентности. В топочной камере в основном излучают и поглощают лучистую энергию  $\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}$  и частицы сажи. Селективность излучения продуктов сгорания описывалась в рамках шестиполосной модели спектра, учитывалась зависимость теплофизических и оптических, свойств продуктов сгорания от температуры по специально разработанным подпрограммам. Скорость химической реакции определяется моделью вихревой диссипации.

Система уравнений дополняется граничными условиями. На входном участке для уравнения энергии, уравнений движения, уравнений модели турбулентности, модели горения ставится граничное условие 1 рода. Для уравнений движения на твердой границе ставятся условия прилипания и непроницаемости. На жесткой стенке для уравнений модели горения задается условие отсутствия потока. Для уравнения энергии на жесткой стенке ставятся граничные условия 1 или 3 рода. На выходе из топки задается условие нулевого градиента. На твердой границе диффузионный поток кинетической энергии турбулентности полагается равным нулю.

Граничные условия в методе дискретных ординат для различных стенок аппроксимируются следующими выражениями:

$$I_m^k = \varepsilon_k I_{bk}(T_w) + \frac{r_k}{\pi} \sum_{m'=1}^{N_0} w_{m'} |\mu_{m'}| I_{m'}^k, \quad (4)$$

при  $x = 0$   $\mu_m > 0$  и  $\mu_{m'} < 0$ ;  
 при  $x = L$   $\mu_m < 0$  и  $\mu_{m'} > 0$ ;

$$I_m^k = \varepsilon_k I_{b,k}(T_w) + \frac{r_k}{\pi} \sum_{m'=1}^{N_0} w_{m'} |\xi_{m'}| I_{m'}^k, \quad (5)$$

при  $y = 0$   $\xi_m > 0$  и  $\xi_{m'} < 0$ ;  
 при  $y = H$   $\xi_m < 0$  и  $\xi_{m'} > 0$ .

Здесь  $\varepsilon_k$ ,  $r_k$  – полусферические степень черноты и отражательная способности стенок в соответствующих спектральных диапазонах;  $T_w$  – температура поверхности стенки со стороны топки. Поверхностная плотность теплового излучения в направлении внешней нормали через интенсивность излучения вычисляется по выражению:

$$q_n = \int_{\vec{\Omega}' \cdot \vec{n} > 0} I_\lambda(\vec{M}, \vec{\Omega}') \vec{\Omega}' \cdot \vec{n} d\vec{\Omega}',$$

где  $\vec{n}$  – внешняя нормаль к поверхности.

При получении дискретных аналогов уравнений сохранения использован метод контрольных объемов в сочетании с методом конечных разностей. Одним из основных достоинств метода контрольных объемов является то, что он обладает консервативными свойствами, т.е. обеспечивает интегральное выполнение законов сохранения для всей расчетной области. Для алгебраической аппроксимации уравнений (2) применена разностная сетка «шахматного» типа. Узлы, в которых определяются продольная  $u$  и поперечная  $v$  составляющие скорости, сдвинуты относительно «основных» узлов на полшага в продольном и поперечном направлениях соответственно. Около футерованной стенки, где расположены в два ряда горелки, использована более мелкая сетка. Вся область интегрирования разделена на 6000 прямоугольных разностных ячеек. Решение задачи проводится по итерационной схеме. В каждой итерации последовательно решаются газодинамическая и тепловая задачи. В ходе итерационного процесса совместного решения уравнений энергии и переноса излучения в первых внешних итерациях поле температуры и скоростей сильно «осциллирует». Для уменьшения величины «осцилляций» применяется нижняя релаксация и линеаризация источников членов.

Исследования закономерностей радиационно – конвективного теплообмена и аэродинамики топочных газов при использовании веерных горелок проведено на примере трубчатой печи водяной конверсии природного газа. Камера радиации указанной печи состоит из двух секций, расположенных симметрично относительно однорядного трубчатого змеевика с вертикальным расположением труб. Количество труб в змеевике 28, диаметр 134×12мм, шаг между ними 300 мм, обогреваемая длина труб 10 м. В численных исследованиях были рассмотрены разные возможные варианты расположения горелок и направления пламени. Для сравнения были сделаны расчеты и для случая, когда вместо веерных горелок на боковых стенках на своде были расположены диффузионные горелки такой же общей мощности.

В проведенных расчетах в качестве топливного газа использовался метан. Расход газа на половину камеры радиации составлял  $B_T = 0,198$   $\text{м}^3/\text{с}$ , низшая теплота сгорания  $Q_H^p = 35880$   $\text{кДж}/\text{м}^3$ . Температура топливной смеси на входе в горелки 323К, температура воздуха, подаваемого в горелки в проведенных расчетах принята такой же. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha_T = 1,1$ . Расчеты выполнены при равномерном распределении топливного газа по ярусам горелок.

При двухмерном моделировании работы веерных горелок приняты упрощения: предполагается, что смесь газа с первичным воздухом поступает в печь в направлении оси  $x$  через узкую щель со скоростью 16,2 м/с, вторичный воздух через две щели, расположенные с двух сторон относительно щели для газа поступает со скоростью 2,2 м/с. Схема подачи газа и воздуха в печь в несколько укрупненном виде показана внутри рис. 2.

Эффективная степень черноты поверхности нагрева, определенная по формуле (1), равна 0,79. Температура наружной поверхности труб линейно менялась от 1150к до 1200К. Предполагается, что твердые поверхности диффузно испускают собственное и отражают падающее излучение. Степень черноты футерованных боковых стенок  $\varepsilon = 0,42$ , коэффициент теплопроводности с учетом многослойности стенок  $\lambda = 0,35$   $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Учитывалась потеря теплоты через стенки за счет теплопроводности. Наружная температура стенок печи принята равной 300К. Толщина стенок 0,45 м. Степень черноты свода и пода принята равной 0,67.

На рис. 3 показан вид линий тока  $\psi$  в объеме топки при направлении настилающих факелов вверх (верхняя половина) и вниз (нижняя половина). Как и на рис.2 высота топки показана в уменьшенном виде.

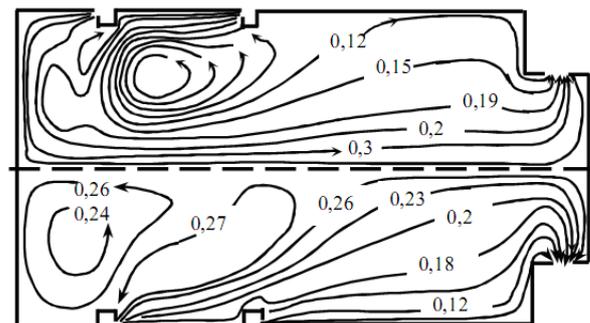
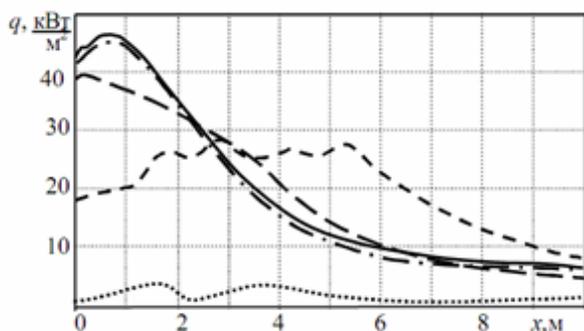


Рис. 3 – Вид линий тока  $\Psi$  при направлениях факелов вверх и вниз

При расположении веерных горелок настильного пламени на боковых стенах камеры радиации аэродинамическая картина течения продуктов сгорания и пространственное распределение тепловых характеристик становятся более сложными. Поле течения можно разделить на две зоны: прямого и обратного токов. Зона прямого тока расположена в непосредственной близости от настильной стены и характеризуется относительно большими значениями скорости движения и температуры продуктов сгорания. Значительную часть топочного объема

занимает зона обратного тока. В случае направления факелов вниз зона обратного тока расположена вблизи поверхности нагрева в верхней части печи. При направлении факелов вверх зоны обратного тока расположены ближе к горелкам, а трубчатые реакторы в основном омываются потоками горячих продуктов сгорания. Зона обратного тока имеет более низкую температуру, что объясняется, с одной стороны, охлаждающим действием поверхности нагрева и, с другой, значительной удаленностью от областей факелов. В узкой топке под воздействием истекающей из нижнего яруса горелок топливовоздушной смеси область возвратного течения расщепляется на две более маленькие по размерам области возвратного течения, расположенные на уровне ярусов горелок. При направлении факелов вниз существенно изменяется характер омывания трубчатого экрана продуктами сгорания. Вблизи поверхности нагрева на уровне между ярусами горелок происходит торможение течения, что приводит к распределению поверхностной плотности конвективного потока тепла  $q_k$  вдоль трубчатого экрана с двумя максимумами. Доля конвективных тепловых потоков составляет меньше 9%, поэтому график располагается только на нижней части рис. 4.

На рис.4 приведены распределения поверхностных плотностей суммарных, лучистых и конвективных лучистых тепловых потоков при сводовом расположении диффузионных горелок и при двух вариантах направления факелов от веерных горелок.



**Рис. 4 – Распределение плотностей тепловых потоков по длине труб при разных режимах сжигания топлива: — суммарные тепловые потоки при сводовом; — . . . — лучистые тепловые потоки при сводовом; — — — лучистые потоки при веерных горелках, поток вверх; - - - - - лучистые потоки при веерных горелках, поток вниз**

При сводовом режиме сжигания газа распределения поверхностных плотностей тепловых потоков по длине трубчатого экрана имеет характерный максимум в области пламени и достаточно быстрое убывание потоков вниз по течению. При этом распределения суммарных и лучистых тепловых потоков мало отличаются друг от друга. Это связано тем, что в трубчатых печах основное количество теплоты к нагреваемому продукту передается за счет лучистого теплообмена. При использовании веерных горелок с направлением пламени вверх распределение лучистых потоков более плавно убывает по всей длине труб.

При направлении продуктов сгорания вверх в направлении свода камеры зоны обратного тока, как это видно из рис. 3, вытесняются ближе к футерованной боковой стенке. В этом случае поверхность нагрева по всей длине реакционных труб омывается горячими продуктами сгорания от факелов по ходу прямого тока. Такой характер движения дымовых газов оказывает существенное влияние на распределение температуры продуктов сгорания в объеме камеры радиации. Как было показано в наших работах [6 -7 ] поле температуры в топках трубчатых печей в основном формируется лучистым переносом энергии. Как видно из рис. 2, при направлении факелов вверх вся верхняя часть камеры радиации, включая области около труб, заполнена продуктами сгорания с высокой температурой. В то же время при расположении горелок на своде свод омывается газами обратного тока с более низкой температурой. Поэтому наблюдается существенное различие между распределениями плотностей тепловых потоков по длине труб между этими двумя режимами сжигания газа. Когда факелы настилаются вверх, на высоте печи по оси  $x$  от 2 м до 6 м наблюдается увеличение как лучистой, так и конвективной составляющей теплового потока к поверхности нагрева. Более высокие значения температуры и скорости движения продуктов сгорания вблизи поверхности нагрева приводят к некоторому увеличению доли конвективной теплоотдачи. В этом случае доля конвективной составляющей в суммарном тепловом балансе составляет до 9%.

Можно отметить, что как при сводовом режиме сжигания топлива, так и при использовании веерных горелок с направлением пламени вверх суммарные тепловые потоки к реакционным трубам получаются практически одинаковыми.

Как можно видеть из рис. 4, распределение плотностей лучистых тепловых потоков по длине труб при направлении факелов вниз значительно отличается от соответствующих распределений для двух первых вариантов. Можно заметить значительно низкие значения плотностей лучистых потоков в верхней части печи с постепенным увеличением их в середине камеры. Можно обратить внимание на наличие нескольких небольших максимумов в распределении, что объясняется двухъярусным расположением горелок и наличием максимумов в распределении конвективных потоков. Однако в этом случае доля конвективной составляющей в общем тепловом балансе меньше 3,5%. Распределение плотностей тепловых потоков по длине труб при направлении настилающих факелов вниз получается более равномерным. При этом суммарная теплоотдача в камере радиации уменьшается до 5% и несколько возрастает температура продуктов сгорания, покидающих камеру радиации. Правда, при расположении настилающих горелок ближе к своду все три варианта сжигания топлива обеспечивают практически одинаковую суммарную теплоотдачу.

Таким образом, в работе показана возможность теплового расчета технологических трубчатых печей с газовыми веерными горелками настильного пламени в рамках дифференциального метода рас-

чета топок. Оптимальным с точки зрения наибольшей теплоотдачи является направление настилающихся факелов вверх и расположение ярусов горелок вблизи свода камеры радиации. В то же время, при направлении факелов вниз получается более равномерное распределение тепловых потоков по длине труб. При использовании горелок с настилающимися факелами потери тепла через боковые стенки труб составляют до 3%, что несколько выше, чем при расположении горелок на своде.

### Литература

1. А.М. Абдуллин, Д.Б. Вафин. *Численное моделирование локального теплообмена в топках трубчатых печей на основе дифференциальных приближений для лучистого переноса тепла* // ИФЖ. – 1991.-Т.60. №2. – С.291-297.
2. Д.Б. Вафин. *Дифференциальный метод теплового расчета топок*. – Казань: РИЦ «Школа», 2008.– 114с.
3. Д.Б. Вафин. *Радиационный теплообмен в энергетических установках/Сложный теплообмен*. Saarbrücken: LAP, 2011. - 252 p.
4. С.П. Гориславец. *Пиролиз углеводородного сырья*, Киев: Наукова думка. – 1977. – 305 с.
5. W.A. Fiveland. *Discrete – ordinate solutions of the radiation transport equation for rectangular enclosures* //Trans. ASME: J. Heat Transfer.-1984. – v.106. №4/P/699 – 706.
6. Д.Б. Вафин. *Тепловой расчет топок с многоярусным расположением настилающих горелок* // Известия высших учебных заведений: Проблемы Энергетики. – 2009. - №№1-2. С. 53 – 60.
7. Д.Б. Вафин, А.М. Абдуллин. *Сложный теплообмен в технологических печах нефтехимической промышленности* // Вестник Казанского технологического университета. – 2009. - №1 – С. 90 – 96.
8. А.В.Садыков, И.М. Валеев, Д.Б. Вафин. Влияние степени черноты поверхности нагрева на теплообмен в трубчатых печах цилиндрического типа // Вестник Казанского технологического университета. – 2012. -Т.15, №7 – С. 50 – 54.
9. Д.Б. Вафин, А.В.Садыков, В.И. Емекеев. Роль излучения в технологических печах нефтехимической промышленности // Вестник Казанского технологического университета. – 2011. – Т.14, №5. С. 16 – 21.

---

© Д. Б. Вафин – д-р техн. наук, проф. каф. физики НХТИ КНИТУ, vafdanil@yandex.ru.; А. В. Садыков – канд. техн. наук, доц. каф. математики НХТИ КНИТУ, декан фак. управления и автоматизации НХТИ, sadykov@land.ru; Д. А. Садыкова – асп. каф. физики НХТИ КНИТУ.