

УДК 628.941.3

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-1-86-90

Расчет отвода тепла от основания светодиодного светильника при свободно конвективном теплообмене

Е.П. Клейменов, М.М. Кузнецов, В.В. Беляев, К.Д. Нессемон

Надежность и выходные характеристики светодиодных светильников тесно связаны с температурой светонизлучающих кристаллов входящих в них светодиодов. От соблюдения теплового режима работы светодиодов зависят световой поток светильника, а также деградация светодиодов во времени. Рассмотрена проблема отвода тепла от светодиодного светильника и возможные пути решения этой проблемы. В процессе расчета теплоотвода от светильников учтен градиент температуры и возникающая вследствие этого конвекция воздуха вблизи радиатора. Используются известные аналитические решения, полученные, начиная с классической работы Польшаузена и кончая современными исследованиями, для задач обтекания воздухом плоских пластин при свободной конвекции. Приведены аналитические расчеты для решения вопроса теплоотвода при различных условиях разогрева светодиодных светильников и их расположения.

Идея алгоритма состоит в том, что для заданных характерных сред (температуры, плотности, вязкости, коэффициентов теплопроводности, температуропроводности воздуха и размеров радиаторов) рассчитываются числа Прандтля, Рэлея, Грасгофа. По числу Грасгофа определяется режим конвекции — ламинарный, турбулентный, переходный. Используются эмпирические формулы для вычисления числа Нуссельта для горизонтальной и вертикальной пластин при постоянной температуре или тепловыделении по поверхности. Зная число Нуссельта, вычисляется тепловой поток от поверхности. Для радиаторов светодиодных светильников с различным положением рассчитаны параметры конвекции, возникающей при нагреве светодиодов, с учетом приграничных потоков. При типичной температуре поверхности радиатора 90...110 °С размер пограничного слоя составляет около 1 см, а скорость конвекционного потока воздуха достигает 1,1 м/с при средней скорости около 0,35 м/с. Средние тепловые потери от свободной конвекции в воздухе максимальны при горизонтальном расположении радиатора и излучении тепла вверх, на 30 % ниже при вертикальном расположении радиатора и минимальны (25 % от максимального значения) при горизонтальном расположении радиатора и излучении тепла вниз.

Ключевые слова: свободная конвекция, конвекция воздуха, отвод тепла, вертикальные и горизонтальные пластины, светодиодные светильники.

Для цитирования: Клейменов Е.П., Кузнецов М.М., Беляев В.В. Расчет отвода тепла от основания светодиодного светильника при свободно конвективном теплообмене // Вестник МЭИ. 2018. № 1. С. 86—90. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-1-86-90.

Calculation of Heat Removal from the LED Luminaire Base by Free Convective Heat Transfer

E.P. Kleimenov, M.M. Kuznetsov, V.V. Belyaev, K.D. Nessemon

The reliability and output characteristics of LED luminaires are closely linked with the temperature of light-emitting crystals of the LEDs used in these devices. The light flux produced by the luminaire and the degradation of its LEDs with time depend on the LED thermal operating conditions. The problem of heat removal from a LED luminaire is considered together with possible ways for solving it. The heat removal from luminaires is calculated taking into account the temperature gradient and air convection near the radiator resulting from this gradient. The calculation was carried out using the well-known analytical solutions obtained — starting from the classical work of Pohlhausen and ending with modern investigations — for the problems of analyzing free convection heat transfer for flat plates placed in air flow. Analytical calculations for solving the heat removal problem under different heating conditions of LED luminaires and their arrangement are presented.

The idea of the algorithm is to calculate the Prandtl, Rayleigh, and Grashof numbers for the specified typical environment parameters (temperature, density, viscosity, thermal conductivity, and thermal diffusivity of air, and the radiator dimensions). The convection mode (laminar, turbulent or transitional) is determined by the Grashof number. Empirical formulas are used to calculate the Nusselt number for horizontal and vertical plates with constant temperature or heat release over the surface. The obtained Nusselt number is used to calculate the heat flux from the surface. The parameters of convection caused by the heating of LEDs are calculated for the radiators of LED luminaires having different orientation and taking into account near-boundary flows. With a typical radiator surface temperature equal to 90–110°C, the boundary layer size is about 1 cm, and the convection air flow velocity is up to 1.1 m/s with its average velocity equal to about 0.35 m/s. The average heat loss by free convection in air is maximal for the horizontally oriented radiator and with upward radiation of heat; its value is by 30% lower for the vertically oriented radiator, and is minimal (25% of the maximum value) with the horizontally oriented radiator and downward radiation of heat.

Key words: free convection, air convection, heat removal, vertical and horizontal plates, LED luminaires.

For citation: Kleimenov E.P., Kuznetsov M.M., Belyaev V.V., Nessemon K.D. Calculation of Heat Removal from the LED Luminaire Base by Free Convective Heat Transfer. MPEI Vestnik. 2018;1:86—90. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-1-86-90.

Светодиодные светильники (в отличие от обычных светильников) широко распространены благодаря своей высокой световой эффективности и экономическим параметрам эксплуатации [1, 2]. При их использовании одной из важнейших задач является задача отвода тепла. Для этого используют методы активного и пассивного охлаждения. Пассивное охлаждение обеспечивается радиаторами с оребренными поверхностями, уменьшающими тепловое сопротивление устройства, обратно пропорциональное площади тепловыделяющей поверхности. В активном охлаждении используют потоки жидкости или воздуха. Даже при использовании пассивного охлаждения следует учесть необходимость конвекции воздуха через радиатор, принудительной или возникающей при градиенте температуры [3 — 8].

Показана возможность расчета отвода тепла от светодиодных светильников при помощи свободной конвекции. Используются известные аналитические решения, полученные, начиная от классической работы В. Польгаузена и заканчивая современными исследованиями, для задач обтекания воздухом плоских пластин при свободной конвекции [9, 10]. Данный подход можно использовать в качестве первого приближения для сравнения с численными расчетами и экспериментальными измерениями, проведенными для реальных светильников.

Идея алгоритма состоит в том, что для заданных характеристик сред: температуры, плотности, вязкости, коэффициентов теплопроводности, температуропроводности воздуха и размеров радиаторов рассчитываются числа Прандтля, Рэлея, Грасгофа. По числу Грасгофа определяется режим конвекции — ламинарный, турбулентный, переходный. Затем используются эмпирические формулы для вычисления числа Нуссельта для горизонтальной и вертикальной пластин при постоянной температуре или тепловыделении по поверхности. Зная число Нуссельта, можно вычислить тепловой поток от поверхности.

Конвекция — это перенос тепла посредством изменения положения частиц в пространстве. Интенсивность процесса определяется скоростью и перемещением частиц среды и всегда сопровождается процессом теплопроводности. Если движение воздуха происходит под действием неоднородного поля температуры или массовых сил (в данном случае — гравитационных), то такую конвекцию называют свободной или естественной. Передача тепла при конвекции (закон Ньютона) $q = (\alpha\Delta T)^{-1}$, где q — плотность потока тепла, Вт/м²; α — коэффициент теплообмена, Вт/м²·К; $\Delta T = (T_c - T_r)$, где T_c, T_r — температуры стенки и газа.

Перенос тепла при движении среды происходит не только под действием градиента температуры, но и совместно с движущейся средой (процесс конвективного теплообмена). При обтекании поверхности в теплом слое у стенки есть область, в которой скорость

газа уменьшается под действием сил вязкости, у самой поверхности она равна нулю. Эта область — гидродинамический пограничный слой. Теплообмен на границе газ–стенка осуществляется только теплопроводностью, как и в неподвижном газе

$$q = -\lambda \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0} = \alpha (T_c - T_r),$$

где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/мК.

Область вблизи стенки, где происходит основная часть изменения температуры, называется тепловым пограничным слоем. Для свободной конвекции толщина динамического и теплового пограничных слоев совпадает. Тепловое сопротивление процессу лежит в тонком тепловом пограничном слое.

Введем безразмерные параметры для характеристики данного процесса.

Коэффициент теплообмена определяется толщиной этого слоя и свойствами газа (число Прандтля) $Pr = \mu C_p / \lambda = \nu / q$ — меру подобия температурных и скоростных полей в потоке. Чем он меньше, тем больше толщина теплового слоя δ_t ; μ, ν — динамическая и кинетическая вязкости газа, Па·с и м²/с; C_p — теплоемкость газа, Дж/кг·К; интенсивность теплообмена выражается через коэффициент теплопередачи α .

Введем число Нуссельта $Nu = \alpha_l / \lambda$ — меру отношения характерного размера тела l и толщины пограничного слоя δ_t . При движении газа добавим число Рейнольдса $Re = Wl / \nu$ — меру отношения сил инерции и сил вязкого трения, где W — скорость газа, м/с; l — характерный размер обтекаемого тела, м. Например, у вертикальной нагретой стенки разность температур приводит к появлению градиента плотности $grad\rho$ (закон Менделеева–Клапейрона для идеального газа, $p \sim \rho RT$) и вызывает движение газа. Если есть $\Delta\rho$, то выталкивающая сила (Архимедова) $g\Delta\rho l$ и скоростной напор газа ρW имеют один и тот же порядок $\rho W^2 \cong g\Delta\rho l$ из определения числа Рейнольдса

$$Re = \frac{Wl}{\nu} = \sqrt{\frac{g l^3 \Delta\rho}{\nu^2 \rho}} = \sqrt{\frac{g l^3 \beta \Delta T}{\nu^2}} = \sqrt{Gr},$$

где ρ — плотность газа, кг/м³; β — термический коэффициент объемного расширения; Gr — число Грасгофа, мера отношения сил термогравитационной конвекции и вязкого трения, заменяет число Re в теории конвекции.

Добавим число Рэлея $Ra = GrPr$ — соотношение между подъемными силами и силами вязкого трения.

Запишем систему уравнений свободной конвекции: закон сохранения массы, уравнение движения, закон сохранения энергии в приближениях пограничного слоя и Буссинеска. Данные уравнения отличаются от уравнений Навье–Стокса тем, что в них отброшены малые члены в уравнении движения в направлении x , а уравнение движения в направлении y сводится к ра-

венству $dp/dy = 0$, то есть к тому, что изменением давления поперек сдвигового слоя можно пренебречь.

В приближении Буссинеска $\rho = \rho_0$ (ρ_0 — плотность газа вдали от стенки) везде, кроме члена, описывающего выталкивающую силу:

$$\rho - \rho_0 = -\rho_0 \beta \Delta T.$$

Из этих уравнений можно вывести число Нуссельта Nu и среднее число Нуссельта \overline{Nu} для расчетов при разных граничных условиях $T_c = \text{const}$ или $q_c = \text{const}$, где $Nu = \alpha l / \lambda$ — мера отношения характерного размера l и толщины теплового пограничного слоя δ ; $\overline{\alpha} = \frac{1}{l} \int \alpha dx$ — средний коэффициент теплоотдачи.

Среднее число Нуссельта

$$\overline{Nu} = \overline{\alpha} l / \lambda.$$

Число Рэлея в теории конвекции представляет собой аналог числа Рейнольдса в гидродинамике и его можно вычислить через T_c

$$Ra|_{T_c} = Gr T_c Pr = \frac{g \beta T l^3}{\nu^2} Pr$$

или через q_c :

$$Ra|_{q_c} = Gr q_c Pr = \frac{g \beta T l^4}{\lambda \nu^2} Pr,$$

тогда можно определить тип движения: ламинарный, переходный, турбулентный и, воспользовавшись рассчитанными или эмпирическими зависимостями $Nu = f(Ra)$, найти тепловые потоки от светильника q_c или температуру у стенки T_c .

Приведем примеры расчета теплоотвода от светильников в виде аппроксимаций вертикальными и горизонтальными пластинами.

Естественная конвекция возникает вследствие неодинаковости плотности, вызванной разностью температур. Рассмотрен отвод тепла от светильников, расположенных в пространстве вертикально и горизонтально. Для вертикально расположенного светильника температура воздуха у стенки больше, чем вдали, плотность его соответственно меньше. Поскольку воздух находится в поле сил тяжести, то возникает восходящий поток, обусловленный разностью архимедовой силы и силы тяжести. Это течение обладает свойствами пограничного слоя, так как коэффициенты вязкости и теплопроводности воздуха малы. При свободной конвекции толщины динамического и температурного пограничных слоев совпадают. Использовано описание свободной конвекции в приближениях Буссинеска и пограничного слоя.

Для вертикального и горизонтально расположенных светильников в приближении их пластинами на основе расчета чисел Рэлея можно оценить ламинарную

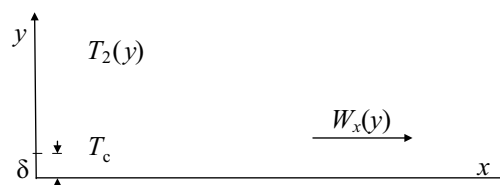
и турбулентную конвекции. Будем считать пластины изотермическими или с постоянным тепловыделением на поверхности. Поскольку истинная поверхность светильника оребренная, то для расчета теплоотвода с нее необходимо ввести коэффициент эффективности ребра, равный отношению количества тепла, рассеиваемого ребром, к количеству тепла, рассеиваемого участком плоской неоребренной поверхности.

Результаты расчетов скорректируем по расчету толщины пограничного слоя и максимальной скорости конвекции в пределах пограничного слоя сравнением с численным экспериментом по расчету толщины пограничного слоя и максимальной скорости.

Актуальны вопросы уменьшения энергозатрат при эксплуатации светодиодных светильников. Естественен вопрос об использовании внешней среды — воздуха в качестве объекта для теплоотдачи. Рассмотрены задачи о свободноконвективном течении около гладких поверхностей при свободном конвективном течении, расположенных вертикально и горизонтально, для оценки распределения температуры и скоростей потока воздуха около пластин.

В данной задаче имеются определенные трудности и в экспериментальных измерениях, и в математических расчетах, так как необходимо численно решать систему дифференциальных уравнений, то есть проводить численный эксперимент и аналитическую оценку данного процесса в приближении Буссинеска и пограничного слоя. Температура стенки для расчетов берется у основного ребра пластины светильника и у конца.

Условия распределения температуры и направления потоков воздуха при разных положениях радиатора показаны в таблице и на рисунке.



Распределение температуры и направление потока воздуха около пластины

Для вертикальной пластины при $T_c = \text{const}$:

$$Ra_x = \frac{g \beta T l^3}{\nu^2} Pr;$$

$Nu^{1/2} = 0,825 + 0,397 Ra^{1/6} [1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{9/27}$ — для переходного режима.

Толщина теплового пограничного слоя:

$$\frac{\delta}{x} = 3,93 (Pr)^{-1/2} (0,952 + Pr)^{1/3} (Gr_x)^{-1/4}.$$

Распределение температуры в слое:

$$\Theta = T - T_2 = (T_c - T_2)(1 - y/\delta)^2 = \theta \omega (1 - y/\delta)^2.$$

Параметры теплоотвода и воздушных потоков около радиаторов светодиодных светильников

$T_c, ^\circ\text{C}$	Ra_x	$\bar{q}, \text{Вт}$	$\delta_{\text{max}}, \text{м}$	$\bar{W}_x, \text{м/с}$	$u_0, \text{м/с}$	$T_2, ^\circ\text{C}$	$y, \text{м}$
Вертикальная пластина							
110	6,3·10 ⁸ переходный режим	34,8	1,07·10 ⁻²	0,382	1,14	70	1,3·10 ⁻³
						50	2,7·10 ⁻³
						30	7,3·10 ⁻³
90	5,67·10 ⁸ переходный режим	25,6	1,10·10 ⁻²	0,353	1,10	70	1,7·10 ⁻³
						50	3,8·10 ⁻³
						30	6,9·10 ⁻³
Горизонтальная пластина							
верхняя нагретая плоскость							
110	3,65·10 ⁵	44,00					
90	3,30·10 ⁵	33,25					
нижняя нагретая плоскость							
110	6,30·10 ⁸	11,60					
90	5,67·10 ⁸	8,23					

Средняя и максимальная скорости газа:

$$\bar{W}_x = \frac{\rho g \beta \Delta}{40\mu} \delta^2;$$

$$u_0 = \sqrt{\beta l g T_c},$$

где $\Delta T = T_c - T_2$.

Для $q_c = \text{const}$:

$$Ra_x = \frac{g \beta q_c l^4}{\lambda \nu^2} Pr;$$

X, Y — расстояния вдоль и перпендикулярно от пластины.

Для горизонтальной пластины: характерный размер верхней нагретой плоскости $l = F/\Pi$, F, Π — площадь и периметр пластины;

$$\overline{Nu} = 0,203(Ra_x)^{1/3}, \text{ при } Ra_x > 10^5.$$

Для нижней нагретой плоскости характерный размер берется как и для вертикальной пластины:

$$\overline{Nu} = 0,27(Ra_x)^{1/4}, \text{ при } 3 \cdot 10^5 < Ra_x < 3 \cdot 10^{10}.$$

Все значения физических свойств для расчетов выбираются при средней температуре $T_{cp} = (T_c + T_2)/2$.

Результаты расчетов приведены в таблице.

Если расчет выполнить по заданному тепловому потоку от вертикальной поверхности $\bar{q} = 44 \text{ Вт}$, то средняя температура у стенки $T_c = 50 ^\circ\text{C}$.

Таким образом, для радиаторов светодиодных светильников с различным положением рассчитаны параметры конвекции, возникающей при нагреве светодиодов с учетом приграничных потоков. При типичной температуре поверхности радиатора 90...110 °C размер пограничного слоя составляет около 1 см, а скорость конвекционного потока воздуха достигает 1,1 м/с при средней скорости около 0,35 м/с. Средние тепловые по-

тери от свободной конвекции в воздухе максимальны при горизонтальном расположении радиатора и излучении тепла вверх и на 30% ниже при вертикальном расположении радиатора и минимальны (25% от максимального значения) при горизонтальном расположении радиатора и излучении тепла вниз.

Данные результаты хорошо согласуются с численным экспериментом, проведенным в [6, 7]. В настоящее время выполняются расчеты с оребренной поверхностью с учетом коэффициента эффективности ребра, равного отношению количества тепла, рассеиваемого ребром, к количеству тепла рассеиваемого участком плоской неоребренной поверхности. Примеры конструкций описаны в [11 — 13].

Литература

1. **Беляев В.** Светодиоды и плоскостельные дисплеи. Совмещение несовместимых // Электроника: Наука, Технология, Бизнес. 2013. № 8. С. 82—95.
2. **Гюлер Е., Манав Б., Онайгил С., Эркин Е.** Экспериментальное сравнение энергетических характеристик и зрительной комфортности люминесцентных и светодиодных трубчатых ламп // Светотехника. 2014. № 3. С. 18—23.
3. **Варфоломеев Л.П.** О действительной энергоэффективности применения светодиодов в осветительных установках // Светотехника. 2012. № 6. С. 22—25.
4. **Маркова С., Туркин А.** Актуальные направления применения мощных светодиодов // Полупроводниковая светотехника. 2015. № 2. С. 56—62.
5. **Шаракшанэ А.** Выбор формы радиатора или в каких случаях радиатору нужны ребра // Светодиоды: Чипы, Продукция, Материалы, Оборудование: Труды II Междунар. конф. М., 2013.
6. **Дорожкин Ю.Б.** Оптимизация теплоотведения в светодиодном светильнике с пассивным охлаждением // Там же.

7. **Дорожкин Ю., Матешев И., Туркин А.** Новинки компании Cree: светодиоды средней мощности на керамическом основании и расширение линейки высоковольтных светодиодов // Полупроводниковая светотехника. 2013. № 4. С. 9—11.

8. **Лебедев И., Сапрыкин А., Абалов А.** Требования, предъявляемые проектными и эксплуатирующими организациями к автодорожным светодиодным светильникам // Полупроводниковая светотехника. 2015. № 2. С. 70—73.

9. **Цветков Ф.Ф., Тригорьев Б.А.** Тепломассообмен. М.: Изд. дом МЭИ, 2006.

10. **Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А., Соловьев С.Л.** Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Изд-во МЭИ, 2003.

11. **Беляев В.В., Курилов А.Д., Нессемон К.Д.** Теплоотводящий радиатор синусоидальной формы // Полупроводниковая светотехника. 2016. № 4. С. 32—35.

12. **Попов И.В., Беляев В.В.** Расчет формы радиаторов светодиодных светильников // Вестник Московского государственного областного университета. Серия «Физика—математика». 2013. № 1. С. 75—81.

13. **Пат. № 107572 РФ.** Модульный светодиодный светильник / В.В. Беляев, М.П. Щербатова, И.В. Андриянова // Изобретения. Полезные модели. 2011. Бюл. № 23.

References

1. **Belyaev V.** Svetodiody i Ploskopanel'nye Displei. Sovmeshchenie Nesovmestimyh. Elektronika: Nauka, Tekhnologiya, Biznes. 2013;8.:82—95. (in Russian).

2. **Gyuler Yo., Manav B., Onaygil S., Erkin E.** Eksperimental'noe sravnenie Energeticheskikh Harakteristik i Zritel'noy Komfortnosti Lyuminestsentnyh i Svetodiodnyh Trubchatykh Lamp. Svetotekhnika. 2014. 3: 18—23. (in Russian).

3. **Varfolomeev L.P.** O Deystvitel'noy Energoeffektivnosti Primeneniya Svetodiodov v Osvetitel'nykh Ustanovkakh. Svetotekhnika. 2012;6:22—25. (in Russian).

4. **Markova S., Turkin A.** Aktual'nye Napravleniya Primeneniya Moshchnykh Svetodiodov. Poluprovodnikovaya Svetotekhnika. 2015;2:56—62. (in Russian).

5. **Sharakhane A.** Vybory Formy Radiatora ili v Kakikh Sluchayah Radiatoru Nuzhny Rebra. Svetodiody: Chipy, Produktsiya, Materialy, Oborudovanie: Trudy II Mezhdunar. Konf. M., 2013. (in Russian).

6. **Dorozhkin Yu.B.** Optimizatsiya Teplootvedeniya v Svetodiodnom Svetil'nike s Passivnym Ohlazhdeniem. Tam zhe. (in Russian).

7. **Dorozhkin Yu., Mateshev I., Turkin A.** Novinki Kompanii Cree: Svetodiody Sredney Moshchnosti na Keramicheskoy Osnovaniy i Rasshirenie Lineyki Vysokovol'tnykh Svetodiodov. Poluprovodnikovaya Svetotekhnika. 2013;4:9—11. (in Russian).

8. **Lebedev I., Saprykin A., Abalov A.** Trebovaniya, Predavlyayemye Proektnymi i Eksploatiruyushchimi

Organizatsiyami k Avtodorozhnym Svetodiodnym Svetil'nikam. Poluprovodnikovaya Svetotekhnika. 2015;2: 70—73. (in Russian).

9. **Tsvetkov F.F., Trigor'ev B.A.** Teplomassoobmen. M.: Izd. dom MPEI, 2006. (in Russian).

10. **Petuhov B.S., Genin L.G., Kovalev S.A., Solov'ev S.L.** Teploobmen v Yadernykh Energeticheskikh Ustanovkakh. M.: Izd-vo MPEI, 2003. (in Russian).

11. **Belyaev V.V., Kurilov A.D., Nessesmon K.D.** Teplootvodyashchiy Radiator Sinusoidal'noy Formy. Poluprovodnikovaya Svetotekhnika. 2016;4:32—35. (in Russian).

12. **Popov I.V., Belyaev V.V.** Raschet Formy Radiatorov Svetodiodnykh Svetil'nikov. Vestnik Moskovskogo Gosudarstvennogo Oblastnogo Universiteta. Seriya «Fizika—Matematika». 2013;1:75—81. (in Russian).

13. **Pat. № 107572 RF.** Modul'nyy Svetodiodnyy Svetil'nik / V.V. Belyaev, M.P. SHCHerbatoва, I.V. Andriyanova. Izobreteniya. Poleznye Modeli. 2011;23. (in Russian).

Сведения об авторах

Клейменов Евгений Петрович — консультант, Московский государственный областной университет, e-mail: kudriashkalena@yandex.ru

Кузнецов Михаил Михайлович — доктор физико-математических наук, преподаватель Московского государственного областного университета, e-mail: kuznets-omn@yandex.ru

Беляев Виктор Васильевич — доктор технических наук, главный научный сотрудник управления развития науки Московского государственного областного университета, профессор Российского университета дружбы народов, e-mail: vic_belyaev@mail.ru

Нессемон Кемонекле Донатиен — аспирант департамента механики и мехатроники инженерной академии Российского университета дружбы народов, e-mail: nekedo@mail.ru

Information about authors

Kleimenov Evgeniy P. — Consultant of Moscow Region State University, e-mail: kudriashkalena@yandex.ru

Kuznetsov Mikhail M. — Dr.Sci. (Phys.-Math.), Lecturer of Moscow Region State University, e-mail: kuznets-omn@yandex.ru

Belyaev Viktor V. — Dr.Sci. (Techn.), Chief Researcher of Science Development Dept., Moscow Region State University, Professor of Peoples' Friendship University of Russia, e-mail: vic_belyaev@mail.ru

Nessesmon Kemonekle D. — Ph.D.-student of Mechanics and Mechatronics Dept. of Engineering Academy, Peoples' Friendship University of Russia, e-mail: nekedo@mail.ru

Статья поступила в редакцию 15.03.2017