

DOI:10.34031/article\_5cb1e65e6c0d28.53980880

<sup>1,\*</sup>Никулин Н.Ю.<sup>1</sup>Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Россия, 308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46

\*E-mail: Nick\_973gt@mail.ru

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОМ КОЖУХОТРУБНОМ АППАРАТЕ

**Аннотация.** Рассматривается применение теплообменных аппаратов в системах теплоснабжения РФ, а также их широкая распространенность. Уделено внимание основной задаче по улучшению работы серийных теплообменных аппаратов с гладкими трубками – повышению коэффициента теплопередачи. Рассмотрен один из способов повышения коэффициента теплопередачи – турбулизация потока жидкости на теплообменной поверхности. Представлена оригинальная конструкция поверхности теплообмена для кожухотрубных аппаратов систем теплоснабжения. Подробно изучена динамика нагреваемой жидкости в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменного аппарата при обтекании поверхности теплообмена с измененной геометрией (патент РФ 149737). Особенность динамики состоит в том, что ребро круглого сечения (элемент поверхности теплообмена) способствует созданию турбулизации потока нагреваемой жидкости на пластине, а также на поверхности следующего ребра. Сделан акцент на теплообменных процессах между твердой поверхностью ребра и нагреваемой жидкостью. Для ребра круглого сечения составлено уравнение теплопроводности в цилиндрических координатах с учетом стационарного процесса теплообмена, с внутренним источником тепловой энергии. Решение уравнения позволяет определить изменение температуры на поверхности, а также среднее значение температуры поверхности ребра. Эта величина позволит определить число Прандтля для расчета коэффициента теплоотдачи.

**Ключевые слова:** поверхность теплообмена, турбулизация, температура, коэффициент теплоотдачи.

**Введение.** Теплообменные аппараты поверхностного типа, в которых теплота передается от греющего к нагреваемому теплоносителю через разделяющую их твердую теплопроводную стенку, широко применяются в стационарных и транспортных энергетических установках, в тепло- и электроэнергетике, а также в различного рода теплотехнологических установках. Эти аппараты составляют значительную долю объема производства энергетического машиностроения. В системах теплоснабжения и теплофикации такими аппаратами являются сетевые и регенеративные подогреватели воды, охладители конденсата пара, охладители различных технологических продуктов, конденсаторы и переохладители тепловых насосов [1, 2].

В 2017 календарном году в Российской Федерации было отпущено потребителям  $4,94 \cdot 10^8$  Гкал тепловой энергии. Это на 13 % больше, чем за предыдущий год [3].

Применение серийных теплообменных аппаратов, в частности с гладкими трубками (ГОСТ ГОСТ 27590), во многих случаях приводит к тому, что такие аппараты имеют, как правило, невысокий коэффициент теплопередачи. Это приводит к значительной площади поверхности теплообмена, повышенным металлоемкости и габаритам [4]. В термодинамических циклах, процессах производства при преобразова-

нии энергии удельный вес теплообменных аппаратов как оборудования по сравнению с общим паротурбинной установки достигает 30–35 % [5, 6].

Таким образом, из-за широкого распространения кожухотрубных теплообменных аппаратов актуален вопрос об интенсификации тепловых процессов.

**Методика.** В БГТУ им. В.Г. Шухова разработана оригинальная конструкция кожухотрубного теплообменного аппарата. Особенностью аппарата являются теплообменные трубки 1, оснащенные пластинами 2 с расположенными на них ребрами 3 цилиндрической формы [6]. Это позволяет увеличить теплообменную поверхность и создать дополнительную турбулизацию потока нагреваемой жидкости при обтекании этих ребер [7] (рис. 1).

В классических работах Жукаускаса А.А., Шлихтинга Г., Хинце И.О. [8–10] установлено, что при обтекании потоком жидкости цилиндра, начиная с числа  $Re = 60$ , за кормовой частью образуется зона завихрений, а при значении  $Re > 5000$  и выше за кормовой частью – полное турбулентное перемешивание. Это приводит к уменьшению толщины ламинарного подслоя жидкости у пластины, а, следовательно, увеличению передачи теплоты через этот слой.

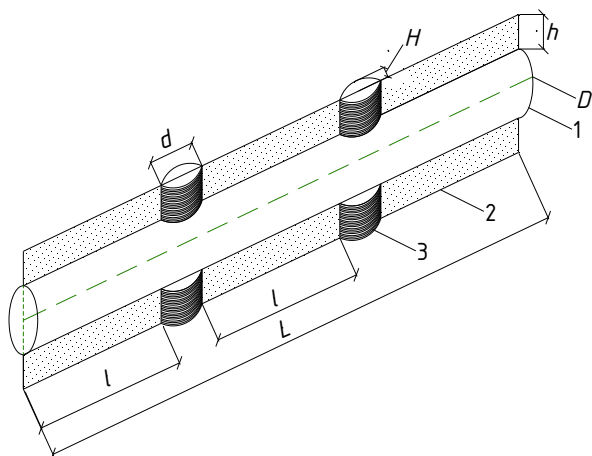


Рис. 1. Элемент теплообменной поверхности оригинального кожухотрубного теплообменного аппарата:  
1 – трубка, 2 – пластина, 3 – ребра цилиндрической формы

На основании СП 41-01-95 «Проектирование тепловых пунктов» коэффициент теплопередачи  $K$ , Вт/( $m^2K$ ) для аппаратов с гладкими трубками рассчитывается:

$$K = \frac{\Psi\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}} \quad (1)$$

где  $\Psi$  – коэффициент эффективности теплообмена,  $\beta$  – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности труб [11],  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности нагретой теплообменной трубки к нагреваемой жидкости межтрубного пространства, Вт/( $m^2 K$ ),  $\delta$  – толщина стенки теплообменной трубки, м,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала трубки, Вт/( $m \cdot K$ ),  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости, протекающей в трубке, к внутренней поверхности этой трубки, Вт/( $m^2 K$ ).

Так как в нашем случае изменена геометрия внешней поверхности трубки, то необходимо определить коэффициент  $\alpha_1$ .

**Основная часть.** Для этого рассмотрим обтекание потоком нагреваемой жидкости теплообменной поверхности, состоящей из пластины и ребер цилиндрической формы (рис. 2). За первым ребром образуется зона повышенной турбулизации потока (с многочисленными вихрями), которая распространяется на определенное расстояние. Следующее ребро установлено на таком расстоянии, при котором лобовая часть этого ребра находится еще интенсивном вихревом потоке. Таким образом, по поверхности следующего ребра будут так же распространяться многочисленные вихри жидкости. Турбулизированный поток жидкости будет способствовать уменьшению толщины ламинарного подслоя жидкости у поверхности, а, следовательно, – увеличению передачи теплоты (повышению коэффициента теплоотдачи) через этот слой [3].

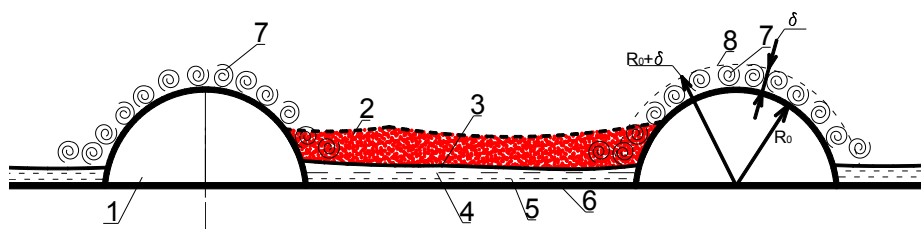


Рис. 2. Динамика жидкости при обтекании поверхности теплообмена  
1 – ребро; 2 – зона турбулизации; 3 – пристенная область; 4 – промежуточный слой; 5 – вязкий подслой; 6 – пластина, 7 – зоны вихрей, 8 – внешняя граница вихрей

Для нахождения изменения температуры внутри цилиндрического тела радиусом  $R_0$  и длиной  $L$  с вынужденным источником тепла  $q_0$  выполненного в виде тонкой плоской пластинки, расположенной вдоль оси цилиндра (рис. 2, 3) воспользуемся стационарным уравнением

теплопроводности в цилиндрических координатах, учитывая, что в силу аксиальной симметрии функция распределения температуры внутри цилиндра зависит от координаты  $\varphi$  [12];

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_0}{\lambda} = 0 \quad (2)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности цилиндрического тела, Вт/(м·К),

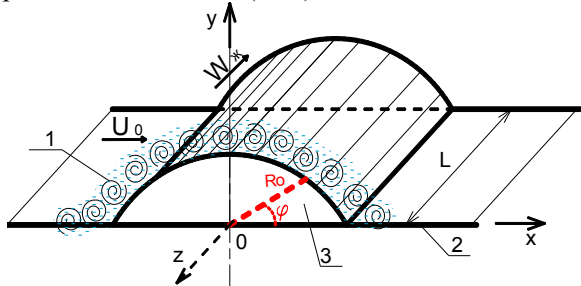


Рис. 3. Расчетная схема ребра цилиндрической формы для расчета температуры внутри цилиндрического тела с источником теплоты в виде плоской пластины

1 – вихри, 2 – пластина, 3 – ребро

В состоянии термодинамического равновесия количество тепла, выделенного в единицу времени в единице объема цилиндрического тела определяется соотношением:

$$q_0 = \frac{q_{nl}}{V} \quad (3)$$

где  $V$  – объем цилиндра, м<sup>3</sup>,  $q_{nl}$  – количество тепла, выделенного плоской пластиной, Вт.

Учитывая что на основании [12] количество тепла, выделенного пластиной определяется по формуле:

$$q_{nl} = -\lambda_0 S \frac{\partial T}{\partial z} \quad (4)$$

где  $\lambda_0$  – коэффициент теплопроводности пластины, Вт/(м·К),  $S$  – площадь поверхности пластины, м<sup>2</sup>,  $\frac{\partial T}{\partial z}$  – градиент температуры по оси  $z$ , К/м.

$$T(R_0, z) = T_0 z_0 \left( \beta \sqrt{1 + \frac{R_0 \ln\left(\frac{T_0}{T_1}\right)^2}{\beta L}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{T_0}{T}\right)^{-\frac{z}{L}} \quad (11)$$

где  $T_0$  – температура в точке соприкосновения пластины и трубки с координатой  $z=0$ ,  $T_1$  – температура на конце пластины с координатой  $z=L$ .

Таким образом, изменение температуры по поверхности ребра зависит от температур  $T_0$ ,  $T_1$ , радиуса ребра  $R_0$  и высоты ребра  $L$ .

Нами получена объемная картина изменения температуры по поверхности ребра. График распределения температуры по поверхности ребра (11) представлен на рис. 4, где температура меняется от 350,3 К до 352,4 К; координата  $z$  (длина ребра) меняется от 0 до 4 мм, координата  $r$  (радиус) варьируется от 0 до 4 мм. График изменения температуры носит линейный характер,

Объем цилиндра м<sup>3</sup>, определяется по формуле:

$$V = \pi R_0^2 L \quad (5)$$

где  $R_0$  – радиус ребра, м,  $L$  – высота ребра, м (см. рис. 3). Тогда площадь поверхности цилиндра равна:

$$S = 2\pi R_0 L \quad (6)$$

И формула (4) принимает вид:

$$q_0 = -\frac{2\lambda}{R_0} \frac{\partial T}{\partial z} \quad (7)$$

Подстановка (7) в (2) приводит к следующему уравнению:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - 2 \frac{\beta}{R_0} \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

где введено следующее обозначение ( $\lambda_0$  – коэффициент теплопроводности стали,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности меди, Вт/(м·К)):

$$\beta = \frac{\lambda_0}{\lambda} \quad (9)$$

Для нахождения решения (8) применим метод Фурье [13], согласно которому решение ищем в виде:

$$T(r, z) = T_r(r) T_z(z) \quad (10)$$

Из-за громоздкости математических выкладок запишем конечное уравнение изменения температуры  $T(R_0, z)$ , К, по поверхности ребра, которое имеет вид:

причем температура убывает с увеличением радиуса ребра  $r$ , что хорошо согласуется с физической интерпретацией процессов теплообмена и теплопроводности в поверхности кожухотрубного аппарата.

Полученная зависимость (11) используется для определения температуры в любой точке ребра. Это позволит определить среднюю температуру на поверхности ребра по формуле:

$$T_{cp} = I_0 \beta \sqrt{1 + \frac{R_0 \ln\left(\frac{T_0}{T}\right)^2}{\beta L}} - 1 \cdot \frac{T_0 - T_1}{\ln\left(\frac{T_0}{T}\right)} \quad (12)$$

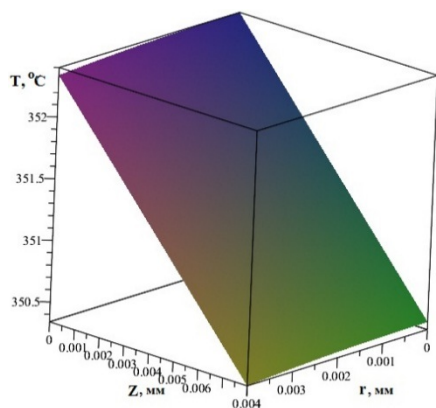


Рис. 4. Распределения температуры по поверхности ребра

**Выводы.** Зависимость (12) позволит определить число Прандтля  $Pr$ , характеризующее отношение скоростных и температурных полей в потоке жидкости. Число  $Pr$  используется для расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$ , который является важной величиной для определения коэффициента теплопередачи  $K$ , Вт/( $m^2$  К).

Таким образом нами решена задача аналитического определения коэффициента  $\alpha_1$ , Вт/( $m^2$  К), и коэффициента теплопередачи  $K$ , Вт/( $m^2$  К) для измененной геометрии поверхности теплообмена (см. рис. 1) в интенсивном кожухотрубном теплообменном аппарате.

**Источник финансирования.** Программа развития опорного университета на базе БГТУ им. В.Г. Шухова.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Государственное энергетическое издательство, 1962. 160 с.
2. Касаткин К.А., Барочкин А.Е., Жуков В.П. Разработка математической модели многопоточных теплообменных аппаратов с учетом фазового перехода в теплоносителях // Вестник ИГЭУ. 2018. №5. С. 61–66
3. <https://minenergo.gov.ru>
4. Куцев Л.А., Никулин Н.Ю., Феокистов А.Ю., Яковлев Е.А. Интенсификация тепловых процессов в кожухотрубном теплообменном аппарате // Научный вестник Воронежского ГАСУ. Строительство и архитектура. 2016. №3. С. 9–17.

парате // Научный вестник Воронежского ГАСУ. Строительство и архитектура. 2016. №3. С. 9–17.

5. Чичерин С.В. Анализ структуры существующего и перспективного потребления системы централизованного теплоснабжения // Инженерный вестник Дона. 2017. №1. С. 91–102.

6. Малышев А.А., Мамченко В.О., Мизин В.М. Современные теплообменные аппараты в низкотемпературной технике и перерабатывающих производствах // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2015. №1. С. 38–44.

7. Пат. 149737 Российская Федерация МПК F28D 7/100/ Кожухотрубный теплообменный аппарат / Н.Ю. Никулин, Л.А. Куцев, Д.Ю. Сулов; заявитель и патентообладатель БГТУ им. В.Г. Шухова. №2014134083/06, заявл. 19.08.14, опубл. 20.01.15, Бюл. №2. 4 с.

8. Никулин Н.Ю., Куцев Л.А., Семенов В.С. Разработка кожухотрубного теплообменного аппарата с измененной геометрической поверхностью [Электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: <http://www.scienceforum.ru/2015/pdf/17842.pdf> (дата обращения 18.03.19).

9. Круглов Г.А., Бакунин В.В., Андреева М.В. Теоретические исследования степени взаимосвязи турбулизации потока с коэффициентом теплоотдачи // Вестник КрасГАСУ. 2015. №6. С. 67–73.

10. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

11. Hinze J.O. An introduction to its mechanism and theory. London: McGraw-Hill book company, 1959. 680 p.

12. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.

13. Галковский В.А., Чупова М.В. Анализ снижения коэффициента теплопередачи теплообменных аппаратов вследствие загрязнения поверхности [Электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: [naukovedenie.ru/PDF/41TVN217.pdf](http://naukovedenie.ru/PDF/41TVN217.pdf) (дата обращения 18.03.19).

14. Нащокин В.В. Техническая термодинамика. М.: Высшая школа, 1995. 496 с.

15. Карпович Д.С., Суша О.Н., Коровина Н.П. Аналитический и численный методы решения уравнения теплопроводности // Труды Белорусского ГТУ. 2015. №6. С. 122–127.

*Информация об авторах*

**Никулин Николай Юрьевич**, аспирант, кафедра теплогазоснабжения и вентиляции. E-mail: [Nick\\_973gt@mail.ru](mailto:Nick_973gt@mail.ru). Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила в январе 2019 г.

© Никулин Н.Ю., 2019

I.\*Nikulin N. Yu.

<sup>1</sup>Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov  
Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova 46  
\*E-mail: Nick\_973gt@mail.ru

## THE STUDY OF HEAT TRANSFER IN INTENSIFIED SHELL AND TUBE DEVICE

**Abstract.** The use and prevalence of heat exchangers in Russian heat supply systems are considered. Attention is paid to the improvement of serial heat exchangers with smooth tubes – the increasing of heat transfer coefficient. One of the ways to increase the heat transfer coefficient is considered: it is the turbulization of the fluid flow on the heat exchange surface. The original design of the heat exchange surface for shell and tube devices of heat supply systems is presented. The dynamics of the heated fluid in the annular space of a shell and tube heat exchanger when flowing around the heat exchange surface with a modified geometry is studied (RF Patent 149737). A feature of the dynamics is a circular edge (element of the surface of heat exchange), which contributes to the creation of turbulence in the flow of the heated liquid on the plate and on the surface of the next edge. Emphasis is placed on heat exchange processes between the solid surface of the edges and the heated fluid. For a circular cross section, the equation of thermal conductivity in cylindrical coordinates is compiled, taking into account the stationary heat exchange process, with an internal source of thermal energy. Solution of equation makes possible to determine the change in temperature on the surface and the average temperature of the edge. This value allows determining the Prandtl number to calculate the heat transfer coefficient.

**Keywords:** heat exchange surface, turbulization, temperature, heat transfer coefficient.

### REFERENCES

1. Case V.M., London A.L. Compact heat exchangers [*Kompaktnye teploobmenniki*]. M.: State Energy Publishing House, 1962. 160 p. (rus)
2. Kasatkin K.A., Barochkin A.E., Zhukov V.P. Development of a mathematical model of multi-flow heat exchangers taking into account the phase transition in coolants [*Razrabotka matematicheskoy modeli mnogopotoknykh teploobmennyykh apparatov s uchetom fazovogo perekhoda v teplonositelyah*]. Vestnik IPEU. 2018. No. 5. Pp. 61–66. (rus)
3. <https://minenergo.gov.ru>
4. Kushev LA, Nikulin N.Yu., Feoktistov A.Yu., Yakovlev E.A. Intensification of thermal processes in a shell-and-tube heat exchanger [*Intensifikatsiya teplovykh processov v kozhuhotrubnom teploobmennom apparate*]. Scientific Bulletin of the Voronezh GASU. Construction and architecture. 2016. No. 3. Pp. 9–17. (rus)
5. Chicherin S.V. Analysis of the structure of the existing and future consumption of the centralized heat supply system [*Analiz struktury sushchestvuyushchego i perspektivnogo potrebleniya sistemy centralizovannogo teplosnabzheniya*]. Engineering Bulletin of the Don. 2017. No. 1. Pp. 91–102. (rus)
6. Malyshev A.A., Mamchenko V.O., Mizin V.M. Modern heat exchangers in low-temperature technology and processing industries [*Sovremennye teploobmennyye apparaty v nizkotemperaturnoy tekhniki i pererabatyvayushchih proizvodstvah*]. Scientific journal NRU ITMO. Series "Refrigeration and air conditioning". 2015. No. 1. Pp. 38–44. (rus)
7. Nikulin N.Yu., Kushev L.A., Suslov D.Yu. Shell-and-tube heat exchanger; applicant and patentee Pat. RF no. 149737, 2014. (rus)
8. Nikulin N.Yu., Kushchev LA, Semenok V.S. Development of a shell-and-tube heat exchanger with a modified geometric surface [*Razrabotka kozhuhotrubnogo teploobmennogo apparata s izmenennoy geometricheskoy poverhnost'yu*]. Systems Requirements: AdobeAcrobatReader. URL: <http://www.scienceforum.ru/2015/pdf/17842.pdf> (request date 18.03.19). (rus)
9. Kruglov G.A., Bakunin V.V., Andreeva M.V. Theoretical studies of the degree of interrelation of flow turbulence with heat transfer coefficient [*Teoreticheskie issledovaniya stepeni vzaimosvyazi turbulizatsii potoka s koehfficientom teplootdachi*]. Herald KrasGASU. 2015. No. 6. Pp. 67–73. (rus)
10. Zhukauskas A.A. Convective transfer in heat exchangers [*Konvektivnyj perenos v teploobmennikah*]. M.: Science, 1982. 472 p. (rus)
11. Hinze J.O. An introduction to its mechanism and theory. London: McGraw-Hill book company, 1959. 680 p.
12. Schlichting G. Theory of the boundary layer [*Teoriya pogramichnogo sloya*]. M.: Science, 1974. 712 p. (rus)
13. Galkovsky V.A., Chupova M.V. Analysis of the reduction in heat transfer coefficient of heat exchangers due to surface contamination [*Analiz snizheniya koehfficienta teploperedachi teploobmennyykh apparatov vsledstvie zagryazneniya poverhnosti*]. Systems. Requirements: AdobeAcro-

batReader. URL: nau-  
kovedenie.ru/PDF/41TVN217.pdf (request date  
18.03.19). (rus)

14. Nashchokin V.V. Technical thermodynam-  
ics [*Tekhnicheskaya termodinamika*]. M.: Higher  
School, 1995. 496 p. (rus)

15. Karpovich D.S., Susha O.N., Korovina  
N.P. Analytical and numerical methods for solving  
the heat equation [*Analiticheskij i chislennyj metody  
resheniya uravneniya teploprovodnosti*]. Proceed-  
ings of the Belarusian State Technical University.  
2015. No. 6. Pp. 122–127. (rus)

*Information about the authors*

**Nikulin, Nikolai Y.** Postgraduate student. E-mail Nick\_973gt@mail.ru. Belgorod State Technological University  
named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, ul. Kostyukova 46.

---

*Received in January 2019*

**Для цитирования:**

Никулин Н.Ю. Исследование теплообмена в интенсифицированном кожухотрубном аппарате // Вест-  
ник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2019. № 4. С. 77–82. DOI:10.34031/article\_5cb1e65e6c0d28.53980880

**For citation:**

Nikulin N.Yu. The study of heat transfer in intensified shell and tube device. Bulletin of BSTU named after  
V.G. Shukhov. 2019. No. 4. Pp. 77–82. DOI:10.34031/article\_5cb1e65e6c0d28.53980880