МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРУБНОГО ПУЧКА СПИРАЛЬНОВИТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА**TUBES DESIGNING OF COIL-WOUND HEAT EXCHANGER****Е. Ю. Туманова****Elena Yu. Tumanova**

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Р. Б. Зайнуллина**Renata B. Zainullina**

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Р. А. Байгильдин**Rim A. Baigildin**

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Спиральновитые теплообменные аппараты нашли широкое применение на установках производства сжиженного природного газа. Теплообменная поверхность данных аппаратов komponуется из концентрически навитых труб вокруг центральной трубы – сердечника. Целью данной работы является разработка методики моделирования теплообменной поверхности в спиральновитых теплообменных аппаратах. Моделирование труб, геометрия которых представляет собой спираль, является достаточно трудоемкой задачей. Различают разные типы навивки в зависимости от величины зазоров между трубами, как в продольном, так и в поперечном направлениях. Кроме того при моделировании следует учитывать взаимосвязь диаметра навивки труб, шага спирали и средней длины труб в аппарате. Разработанный алгоритм моделирования, основанный на итерационном способе подбора оптимального варианта, позволяет получить количество труб в каждом ряду навивки при равной длине труб во всех рядах. Длины всех труб в теплообменной зоне должны быть равными, чтобы время пребывания потока в трубах было одинаково. Поэтому шаг спирали на периферийных рядах должен быть больше, чем на центральных. И количество труб в периферийных рядах будет больше, чем в центральных. При этом установлено, что угол наклона спирали в различных рядах навивки должен быть одинаковым. С увеличением угла наклона витков спиралей трубы как бы выпрямляются, общее количество труб в пучке увеличивается, но при этом уменьшается длина каждой отдельной трубы. Оптимальный угол наклона витков следует принимать с учетом теплового расчета спиральновитого теплообменного аппарата. В данной работе разработана блок-схема расчета геометрических параметров спиральновитых труб. При сравнении прямотрубных и спиральновитых теплообменных аппаратов выявлено, что количество размещаемых труб в них одинаково за счет разности в диаметрах труб и зазорах между ними, но поверхность теплообмена у спиральновитых теплообменных аппаратов многократно выше, чем у стандартизированных кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Предлагаемая методика моделирования позволяет автоматизировать выбор оптимального варианта конструкции трубного пучка спиральновитого теплообменного аппарата.

Coil-wound heat exchangers are widely used in the production of liquefied natural gas. The heat exchange surface of it is composed of concentrically wound tubes around the central core tube. The purpose of this work is to develop a method for designing the heat surface in coil-wound heat exchangers. Designing of the tube, the geometry of which is a spiral, is a laborious task. There are different types of winding

Ключевые слова

моделирование; геометрия
спирали; спиральновитой
теплообменный аппарат;
сжиженный природный газ;
компоновка труб; конфигурация
теплообменной поверхности

Keywords

designing; spiral geometry;
coil-wound heat exchanger; liquefied
natural gas; layout of tubes;
configuration of heat surface

depending on the size of the distance between the tubes, both in the longitudinal and radial directions. In addition, the designing should take into account the dependence between the diameter of spiral, the pitch of the spiral and the average length of the tubes in the apparatus. The developed designing algorithm, based on the iterative method of selecting the optimal option, allows getting the number of tubes in each row of winding with an equal length of tubes in all rows. The lengths of all pipes in the heat exchange zone must be equal so that the flow residence time in the tubes should be the same. Therefore, the spiral pitch on the peripheral rows should be greater than on the central ones. And the number of tubes in the peripheral rows will be greater than in the central ones too. It is proven that the angle of spiral inclination in different rows of winding should be the same. The tubes become straighter if an increase in the angle of spiral inclination and the total number of tubes is growing, but the length of each tube reduces.

Во всех отраслях нефтегазопереработки и нефтехимии в большом многообразии аппаратного оформления процессов многочисленную группу составляет теплообменное оборудование различных конструкций. На установках производства сжиженного природного газа предпочтение нашли трубчатые теплообменные аппараты со спиральновитыми теплообменными трубами [1]. Данные теплообменные аппараты в различных источниках имеют некоторые различия в терминологии. Встречаются следующие названия данных аппаратов: витые, спиральновитые, спирально навитые и змеевиковые теплообменные аппараты. В англоязычной практике такие теплообменники называют «coil-wound heat exchanger» (CWHE), что в переводе звучит как «теплообменник с катушкой-намоткой». Конструкции данных аппаратов также имеют некоторые конструктивные отличия, при этом их объединяет общая организация трубного пучка.

Теплообменная поверхность спиральновитых теплообменных аппаратов компонуется из концентрически намотанных труб вокруг центральной трубы — сердечника. Сердечник выполняет роль катушки для навивки труб и одновременно используется как несущая деталь. Теплоносители движутся по трубному и межтрубному пространствам. Между рядами труб и между трубами в рядах устанавливаются дистанционные вставки для обеспечения зазоров [2].

Для различных вопросов исследования гидродинамики, теплообмена или компенсации температурных деформаций в спиральновитых теплообменных аппаратах, решаемых методами конечно-элементного анализа или натурного эксперимента, первостепенной задачей является моделирование трубного пучка [3]. Каждая труба данного теплообменного

аппарата представляет собой спираль с определенным диаметром и шагом. При этом трубы разных рядов имеют разные диаметры спиралей, но все трубы в трубном пучке должны иметь равную длину. Поэтому разработка алгоритма моделирования трубного пучка спиральновитого теплообменного аппарата является актуальной задачей. Данный алгоритм позволит быстро рассчитывать количество труб в различных рядах с учетом диаметра их навивки и равной длины с трубами других рядов в трубном пучке [4].

Прототипом для моделирования трубного пучка выбран спиральновитой теплообменный аппарат, приведенный на рисунке 1.

- 1 — корпус;
- 2 — трубная решетка;
- 3 — теплообменные трубы;
- 4 — центральная труба — сердечник

Рисунок 1. Эскиз спиральновитого теплообменного аппарата

Изучив материалы по конструкциям спирально-витых теплообменных аппаратов, сделаны выводы о достаточно плотном размещении витков труб в зоне навивки. А также известно, что смежные ряды имеют перекрещенное направление навивки [5].

Различают вид навивки труб в зависимости от зазоров между трубами в ряду и между ря-

дами, классификация приведена в таблице 1. Отношение шага между трубами к наружному диаметру труб дает некоторый безразмерный параметр, который называют относительный шаг навивки. При этом шаг между трубами в ряду и шаг между рядами труб могут быть не равными. Следовательно, не равными могут быть и относительные шаги навивки.

Таблица 1. Классификация видов навивки

Вид навивки	Относительный шаг навивки	
	между рядами труб	между трубами в ряду
Плотная	$> 1,0$	$1,0$
Разреженная	$> 1,0$	$> 1,0$
Шаговая	$1,0$	$> 1,0$

Таким образом, трубы могут прилегать наружными поверхностями к соседним трубам в ряду при плотной навивке, или трубы могут смыкаться наружными поверхностями в соседних рядах при шаговой навивке (соответствующие относительные шаги навивки равны 1,0). Но, безусловно, не могут полностью отсутствовать зазоры между трубами для обеспечения движения потока в межтрубном пространстве [6].

Моделирование трубного пучка спирально-витого теплообменного аппарата начнем с определения количества рядов навивки. Для этого необходимо задаться диаметром кожуха и диаметром теплообменных труб. Принимаем необходимый зазор между рядами и диаметр центральной трубы. Эскиз для определения количества рядов приведен на рисунке 2, а. Напишем соотношение для расчета количества рядов труб в следующем виде:

$$N \cdot d + (N - 1) \cdot f + f_k + d_{\text{ц}}/2 = D_{\text{вн}}/2, \quad (1)$$

где N — число рядов навивки;

d — наружный диаметр теплообменных труб, мм;

f — зазор между рядами, мм;

f_k — зазор между крайним рядом и кожухом, мм;

$d_{\text{ц}}$ — наружный диаметр центральной трубы, мм;

$D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр кожуха, мм.

Количество труб в каждом ряду зависит от шага спирали и определяется углом наклона витка спирали к горизонтали. На рисунке 2, б приведен эскиз для определения количества труб в каждом ряду и угла наклона витков спирали.

Взаимосвязь количества труб в ряду с геометрией спирали труб ряда определяется следующими уравнениями. Угол наклона спирали:

$$\operatorname{tg} \alpha = h_i / 2D_i, \quad (2)$$

где h_i — шаг спирали трубы i -го ряда, мм;

D_i — диаметр спирали трубы i -го ряда, мм;

i — номер ряда навивки.

Рисунок 2. Эскиз для расчета геометрии трубного пучка спирально-витого теплообменного аппарата

Принимаем зазор между трубами в ряду и определяем шаг спирали труб ряда:

$$h_i = n_i \cdot (d + f), \quad (3)$$

где n_i — количество труб в i -м ряду, мм;

f — зазор между трубами в ряду, мм;

Диаметр спирали определяется уравнением:

$$D_i = d_{\text{ц}} + (2 \cdot i - 1) \cdot (d + f). \quad (4)$$

По уравнениям (2)–(4) видно, что чем меньше угол наклона витка, тем меньше шаг спирали и меньше труб в ряду.

Длины всех труб в теплообменной зоне должны быть равными, чтобы время пребывания частей потока в трубах было одинаково. Это повлияет на длительность процесса нагрева или охлаждения, а, следовательно, если разные части потока будут находиться в зоне теплообмена одинаковое время, нагрев всего потока будет более равномерным [7].

Длина витого участка трубы i -го ряда определяется уравнением:

$$L_{\text{тп}i} = N_{\text{в}i} \cdot \sqrt{(\pi \cdot D_i)^2 + (h_i)^2}, \quad (5)$$

где $N_{\text{в}i}$ — количество витков i -го ряда.

Для определения количества витков в теплообменной зоне, необходимо задаться высотой навивки труб (L). Согласно принятому прототипу, количество витков будет ограничиваться расстоянием между трубными решетками. Эскиз спиральновитой трубы приведен на рисунке 3, а. Количество витков i -го ряда составит:

$$N_{\text{в}i} \leq L / h_i. \quad (6)$$

Разработана методика моделирования трубного пучка спиральновитого теплообменного аппарата, которая представлена в виде блок-схемы на рисунке 3, б. Блок-схема является основой расчетной программы, позволяющей автоматизировать выбор оптимального варианта конструкции, определить длину труб и выполнить компоновку трубного пучка спиральновитого теплообменного аппарата [8].

Расчетом установлено: при равном угле наклона витков спирали длина труб разных рядов будет равной. При этом в различных рядах потребуются установить различное количество труб, обеспечивая разную величину шага спирали. Количество труб в ряду всегда целое число, поэтому угол наклона витков спирали и длина труб будут незначительно отличаться, но не более чем на 5 % [9].

Длина труб увеличивает время пребывания продукта в зоне теплообмена, но при ограниченной длине рабочей зоны увеличение длины связано с уменьшением шага спирали, а, следовательно, с уменьшением количества труб в ряду. Уменьшение труб приводит к уменьшению производительности трубного пучка [10]. Взаимосвязь угла наклона витков, средней длины труб и общего количества труб в трубном пучке приведена на рисунке 4. Следует отметить, что значения на графике рисунка 4 получены для трубного пучка, состоящего из пяти рядов с принятым расстоянием между трубными решетками 500 мм.

Рисунок 3. Эскиз спиральновитой трубы (а) и блок-схема расчета ее геометрии (б)

Рисунок 4. Зависимости средней длины труб и общего количества труб в трубном пучке от угла наклона витков

По графикам на рисунке 4 видно, что с увеличением угла наклона витков спиралей трубы как бы выпрямляются, общее количество труб в пучке увеличивается, но при этом уменьшается длина каждой отдельной трубы. Причем изменение длины труб носит степенной характер. Поэтому требуется определить оптимальный угол наклона витков с учетом теплового расчета трубного пучка спирально-витого теплообменного аппарата.

В заключение проведем сравнение конструктивных параметров спирально-витого теплообменного аппарата и стандартизированного кожухотрубчатого теплообменного аппарата. В спирально-витых теплообменных аппаратах предпочтительно используются трубы с диаметром 6–10 мм, тогда как в кожухотрубчатых диаметр труб составляет 20–25 мм. Величина зазора между трубами в спирально-витых теплообменниках также меньше, чем у прямотрубных кожухотрубчатых. Благодаря этому количество труб, размещаемых в определенном диаметре рабочей зоны, у них прак-

тически одинаково. При этом длина труб, а, следовательно, и поверхность теплообмена у спирально-витых теплообменных аппаратов многократно выше, чем у стандартизированных кожухотрубчатых теплообменных аппаратов.

Вывод

Теплообменные аппараты с трубчатой теплообменной поверхностью, выполненной из витых змеевиков, показывают более высокую теплоэнергетическую эффективность по сравнению с кожухотрубчатыми аппаратами за счет повышенной площади теплообменной поверхности. При этом предлагаемая методика учитывает длину всех труб в пучке, угол наклона спирали и позволяет рассчитать количество труб в каждом ряду навивки. Используя предлагаемую методику, моделирование трубного пучка спирально-витого теплообменного аппарата автоматизируется, при этом легко выбрать оптимальный вариант конструкции для поставленной задачи теплообмена в аппарате.

СПИСОК ИСПОЛЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Зайнуллина Р.Б., Туманова Е.Ю. Разработка конструкции теплообменного аппарата для установок производства сжиженного природного газа // Матер. 71-й науч.-технич. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых УГНТУ: В 2 т. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2020. Т. 1. С. 276.
2. Четверткова О.В., Ризванов Р.Г. Влияние конструктивных зазоров на интенсивность теплообмена и гидравлическое сопротивление кожухотрубчатого теплообменного аппарата // Нефтегазовое дело. 2012. Т. 10. № 3. С. 109–112.
3. Сквознов М.А. Численное моделирование в кожухотрубчатом теплообменном аппарате с винтовой перегородкой // Нефть и газ — 2018: сб. тез. докл. 72-й междунар. молодеж. науч. конф. М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2018. Т. 2. С. 235.

4. Li F., Yu J., Jiang Y., Cai W., Chen M., Lu L., Pu H. Design and Verification for Tube-Side Flow and Heat Transfer Test-Rig of coil-Wound LNG Heat Exchangers // Harbin Gongye Daxue Xuebao. 2017. Vol. 49. No. 2. P. 98–102. DOI: 10.11918/j.issn.0367-6234.2017.02.016.
5. Wu J., Zhao J., Sun X., Liu S., Wang M. Design Method and Software Development for the Spiral-Wound Heat Exchanger with Bilateral Phase Change // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 166. P. 114674.
6. Багоутдинова А.Г., Золотоносов Я.Д. Змеевиковые теплообменники и их математическое описание // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2015. № 7 (679). С. 44–52.
7. Yoon G., Okumiya M., Tanaka H. Study on the Design Procedure for a Multi-Cool/Heat Tube System // Solar Energy. 2009. Vol. 83. No. 8. P. 1415–1424. DOI: 10.1016/j.solener.2009.03.010.

8. Kara Y.A., Guraras O. A Computer Program for Designing of Shell-and-Tube Heat Exchangers // *Applied Thermal Engineering*. 2004. Vol. 24. No. 13. P. 1797-1805. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.12.014.

9. Zakirnichnaya M.M., Rubtsov A.V., Kulakov P.A., Galiullina N.J. The Assessment of Stressed-Deformed State of Tube Bundle of the Heat-Exchange Apparatus with the Fixed Pipe Grids // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1679. P. 042050. DOI: 10.1088/1742-6596/1679/4/042050.

10. Bayazitov M.I., Rubtsov A.V., Kulakov P.A., Bayazitov R.M. Identification of Damages Zones of Transfer Line Exchanger Based on Modeling // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1399. Issue 5. P. 055071. DOI: 10.1088/1742-6596/1399/5/055071.

REFERENCES

1. Zainullina R.B., Tumanova E.Yu. Razrabotka konstruktivnykh teploobmennogo apparata dlya ustanovok proizvodstva szhizhennogo prirodnogo gaza [Development of the Design of a Heat Exchanger for Installations for the Production of Liquefied Natural Gas]. *Materialy 71 nauchno-tekhnicheskoi konferentsii studentov, aspirantov i molodykh uchenykh UGNTU: V 2 T* [Proceedings of 71 Scientific and Technical Conference of Students, Graduate Students and Young Scientists of USPTU: in 2 Volumes]. Ufa, UGNTU Publ., 2020, Vol. 1, pp. 276. [in Russian].

2. Chetvertkova O.V., Rizvanov R.G. Vliyaniye konstruktivnykh zazorov na intensivnost' teploobmena i gidravlicheskie soprotivleniya kozhukhotrubchatogo teploobmennogo apparata [Influence of Constructive Gaps on Heat Transfer Rate and Hydraulic Resistance of Shell-and-Tube Heat Exchanger]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2012, Vol. 10, No. 3. pp. 109-112. [in Russian].

3. Skvoznov M.A. Chislennoe modelirovaniye v kozhukhotrubchatom teploobmennom apparate s vintovoi peregorodkoi [Numerical Simulation in a Shell-and-Tube Heat Exchanger with a Screw Baffle]. *Sbornik tezisev dokladov 72 mezhdunarodnoi molodezhnoi nauchnoi konferentsii*

«Neft' i gaz — 2018» [Collection of Abstracts of the 72 International Youth Scientific Conference «Oil and Gas — 2018»]. Moscow, RGU nefti i gaza im. I.M. Gubkina Publ., 2018, Vol. 2, pp. 235. [in Russian].

4. Li F., Yu J., Jiang Y., Cai W., Chen M., Lu L., Pu H. Design and Verification for Tube-Side Flow and Heat Transfer Test-Rig of Coil-Wound LNG Heat Exchangers. *Harbin Gongye Daxue Xuebao*, 2017, Vol. 49, No. 2, pp. 98-102. DOI: 10.11918/j.issn.0367-6234.2017.02.016.

5. Wu J., Zhao J., Sun X., Liu S., Wang M. Design Method and Software Development for the Spiral-Wound Heat Exchanger with Bilateral Phase Change. *Applied Thermal Engineering*, 2020, Vol. 166, pp. 114674.

6. Bagoutdinova A.G., Zolotonosov Ya.D. Zmeevikiyve teploobmenniki i ikh matematicheskoye opisanie [Coil Heat Exchangers and Their Mathematical Description]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Stroitel'stvo — News of Higher Educational Institutions. Construction*, 2015, No. 7 (679), pp. 44–52. [in Russian].

7. Yoon G., Okumiya M., Tanaka H. Study on the Design Procedure for a Multi-Cool/Heat Tube System. *Solar Energy*, 2009, Vol. 83, No. 8, pp. 1415–1424. DOI: 10.1016/j.solener.2009.03.010.

8. Kara Y.A., Guraras O. A Computer Program for Designing of Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 2004, Vol. 24, No. 13, pp. 1797-1805. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.12.014.

9. Zakirnichnaya M.M., Rubtsov A.V., Kulakov P.A., Galiullina N.J. The Assessment of Stressed-Deformed State of Tube Bundle of the Heat-Exchange Apparatus with the Fixed Pipe Grids. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1679, pp. 042050. DOI: 10.1088/1742-6596/1679/4/042050.

10. Bayazitov M.I., Rubtsov A.V., Kulakov P.A., Bayazitov R.M. Identification of Damages Zones of Transfer Line Exchanger Based on Modeling. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, Vol. 1399, Issue 5, pp. 055071. DOI: 10.1088/1742-6596/1399/5/055071.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ ABOUT THE AUTHORS

Туманова Елена Юрьевна, канд. техн. наук, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Elena Yu. Tumanova, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor of Process Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: tumanova-elena@mail.ru

Зайнуллина Рената Булатовна, магистрант кафедры «Технологические машины и оборудование», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Renata B. Zainullina, Undergraduate Student of Process Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: renatochka018@yandex.ru

Байгильдин Рим Амирович, студент кафедры «Технологические машины и оборудование», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Rim A. Baigildin, Student of Process Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: baigildinrim@yandex.ru