

коэффициента теплопроводности свидетельствует о существенном изменении структуры пеностеклового материала, которая приводит к увеличению теплоизоляционных свойств. Вместе с тем результаты такого эксперимента требуют обоснования, так как теплоемкость аморфной матрицы пеностекла может быть описана уже с иных позиций. И, наконец, резкое изменение тепловых свойств может быть использовано на практике производства строительных теплоизоляционных материалов.

### Section simulation model air-cooled condenser

*Galashow N.N., Tsibulskiy S.A.*

*National research Tomsk polytechnic university, Russia, Tomsk*

*E-mail: [gal@tpu.ru](mailto:gal@tpu.ru)*

#### Abstract

In this article, the performances of the problems of air-cooled condensers in Russia and abroad. Developed a simulation mathematical model of the section ACC. This model allows us to conduct comprehensive researches of its works when changing the constructive and regime settings for a large number of substances. On the basis of the model developed program of calculation section ACC in the package Excel spreadsheet. Conducted researches depending consumable settings, thermal and aerodynamic parameters of the standard section of ACC velocity of the cooling air for a number of Freon using a mathematical program. Analyzed of the research results.

#### Keywords

Air-cooled condenser, mathematical model, Freon, consumption, heat transfer, heat-transfer coefficient.

#### Introduction

In our days air-cooled condensers (ACC) of water vapor, ammonia and other refrigerants are widely used in refrigerating systems, heat pump units, and on a number of thermal power plants (TPP) with steam turbine units and combine cycle plant (CCP). ACC have a number of significant advantages over the water vapor condenser (WVC), such as: independence location of the station of the water source; reduction in the area occupied by it due to lack of technical water supply system; reduce costs and construction time; improvement of the environment in the vicinity of the TPP.

Starting in the 1970s, ACC have found application in the powerful steam-turbine power units in countries such as USA, Germany, France, South Africa, Netherlands and Spain. In the last days condensers have been widely used on the abroad combined cycle plant. Affiliates Corporation SPX Cooling Technologies have developed and installed at the ACC in the CCP with capacity from 150 to 850 MW in the UK, USA, China, Italy, Algeria, Mexico, Bahrain and Belgium. In Russia ACC installed in the geothermal small power TPP such as: Mutnovskaya, Pauzhetskaya. At work on the water steam turbine TPP the main problem is the availability of applications large size of ACC. One of the ways to solve this problem is the use of low-boiling substances (LBS) in the steam turbine. Reduce the overall dimensions of the turbine and condenser will allow the use of the high density LBS steam. So on Pauzhetskaya GeoTPP as the working fluid has been selected Freon R-134a. Expect more prospects with heat recovery gas compressor stations using Freon and ACC.

Using Freon allows to reliably work at subzero temperatures ACC in the winter season. We can be increased the efficiency of the Rankine cycle by decreasing the temperature of heat removal. This fact is very important for Russia, where temperatures are kept below zero about 6 – 7 months.

In Russia should be relevant issues of optimal design of ACC for both steam and on LBS to achieve foreign advanced technologies.

#### The problem definition

High power ACC installing from standard commercially manufactured sections [1]. Section of pipe system consists of two collectors and welded them into several rows of finned tubes (fig. 1). Pipe system is fixed to the frame for durability, ease of transportation and installation. The main geometric parameters of the section are: the length of the pipes  $L$ ; the width of the tube bundle  $B$ ; the total number of pipes  $N$ ; number of tube rows in the section the direction of travel the air  $Z$ ; heat transfer area on the finned surface  $F$ .

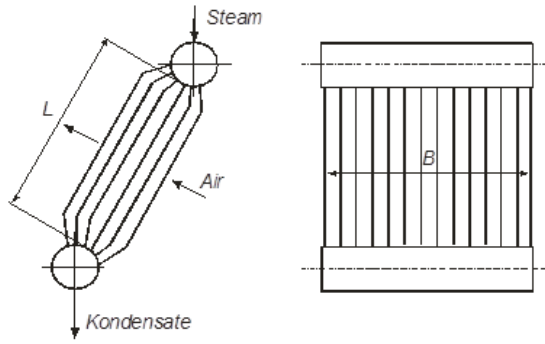


Fig. 1. Section of pipe system

The layout of the pipes section and the geometric parameters are shown in fig. 2, where:  $D$  – diameter of the finned tube;  $h$  – rib height;  $d_{\text{н}}$  – pipe diameter at the base of the ribs;  $\delta$  – pipe wall thickness;  $\Delta$  – the average thickness of the ribs;  $S$  – fin spacing;  $S_1$  – transverse pitch the pipes;  $S_2$  – pitch between the rows of the pipes into the air direction.

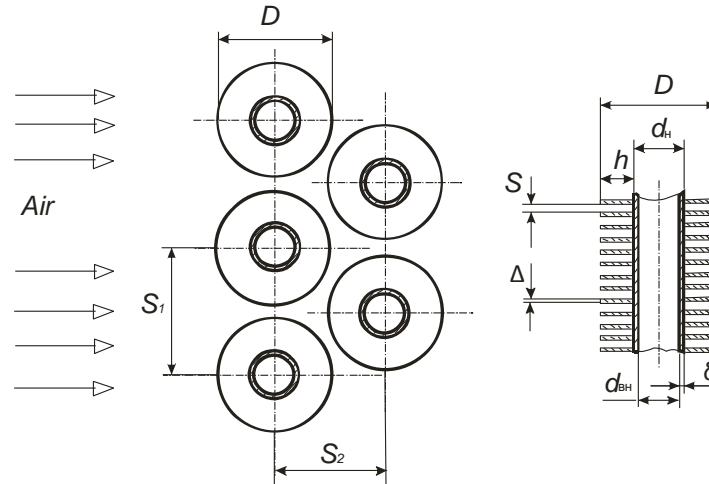


Fig. 2. The layout and pipe dimensions in section.

In this paper we set a goal – to develop a simulation mathematical model for the study section ACC its condensing capacity and characteristics while working on different Freon.

#### The mathematical model

A mathematical model is developed on the basis of the procedures described in [1, 2] and represents a system of equations allows us to specify the geometric characteristics of the heat transfer surface and operational parameters of condensed matter and cooling air to determine the thermal-hydraulic characteristics and performance parameters section ACC.

As input data in the model are specified: the geometric parameters of the section; pipe material and edges and their geometric parameters.

Flow areas for air and steam are determined by geometric parameters section and the tube bundle.

As the regime parameters are set: temperature of the outside entering into the section air  $t_{\text{AIR}}$ , °C; barometric pressure  $p_b$ , kPa; the cooling air speed in the narrow cross section  $\omega_{\text{AIR}}$ , m/s; condensation temperature of Freon  $t_c$  °C; temperature (or degree of dryness) of Freon inlet ACC  $t_{\text{INT}}$ , °C ( $x_{\text{INT}}$ ); degree of dryness Freon outlet  $x_{\text{OUT}}$ ; Freon consumption  $G$ , kg/s.

For calculating the average heat transfer coefficient from condensing steam against the inner wall of the pipe used by the equation [3]:

$$\text{Nu}_{\text{MID}} = C \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.43} \cdot 0,5 \left[ \sqrt{1 + (1 - x_{\text{INT}}) \cdot \left( \frac{\rho_c}{\rho_s} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_{\text{OUT}} \cdot \left( \frac{\rho_c}{\rho_s} - 1 \right)} \right],$$

where  $C$  – depending on the type of pipe material coefficient: 0,024 – for steel; 0,026 – for brass and 0,032 – copper; all the physical parameters included in the number of Nu, Re and Pr, as well as the density of the condensate and steam are determined by the saturation temperature. The advantage of this equation is that when  $\text{Re} > 5 \times 10^3$  angle pipe does not affect the rate of heat transfer [4].

Heat transfer from finned surface of the pipes to the air and the pressure loss through the air in the tube bundle are defined by the formulas given in [1].

As a result of the calculation are determined: the condensing pressure Freon  $P_C$ , MPa; volume  $V_{AIR}$  and mass  $G_{AIR}$  air consumption; steam velocity at the inlet section  $\omega_s$ , m/s; heat flow from the heat medium to air  $Q$ , kW; air temperature at the outlet section  $t_{AIR2}$ , °C; end temperature difference  $\Delta t_2 = t_C - t_{AIR2}$ , °C; air heating in the section  $\Delta t_{AIR}$ , °C; heat transfer coefficient  $K$ , W/(m<sup>2</sup>K); coefficient of heat removal  $\varepsilon = Q / (LB(t_C - t_{AIR}))$ , kW/(m<sup>2</sup>K); specific heat flux from the steam to the air through the finned surface unit  $q = Q / F$ , W/m<sup>2</sup>; the aerodynamic resistance of the bundle the pipes  $\Delta p_{AIR}$ , kPa.

Closing a thermal balance sheet between the condensing vapor and air is produced by temperature  $t_{AIR2}$ , changing  $G$  and determination  $t_{AIR2}'$  on the basis of the heat balance equation and  $t_{AIR2}''$  – by heat transfer equation. The end of calculation going on condition:  $|t_{AIR2}' - t_{AIR2}''| < 0,01$  °C. This process is automated using a bisection method.

Based on the model developed calculation program ACC package Excel spreadsheets where the thermal parameters for all substances determined using dynamic library functions «REFPROP» [5].

### The program testing

For testing program were chosen ammonia (ammonia), butane (butane), and the following Freon's (R152a, R134a, R236fa, R245fa). Ammonia is chosen as one of the most used refrigerants in refrigerating machines, butane – as most recently recommended the working fluid for a binary cycle steam turbine units. Selected Freon's are ozone non-destructive, non-flammability and low coefficient of global warming.

The initial data parameters accepted for the standard section [1]: the pipe material – steel 20; the material of the ribs – duralumin; type ribs – round;  $D = 0,057$  m;  $h = 0,015$  m;  $d_H = 0,027$  m;  $\delta = 0,002$  m;  $\Delta = 0,000735$  m;  $S = 0,0025$  m;  $S_1 = 0,084$  m;  $L = 12$  m;  $B = 1,85$  m;  $z = 6$ ; the number of tubes in the section  $N = 132$ ;  $F = 2690$  m<sup>2</sup>.

Adopted the following regime parameters: outside air temperature  $t_{AIR} = 15$  °C; condensation temperature of the Freon 20 °C above  $t_{AIR}$ ; barometric pressure is 98 kPa; degree of dryness steam at the inlet 1 and at the outlet section 0.

The calculations were performed with changing air speed  $\omega_{AIR}$  of 1 – 9 m/s. For all points received  $Re > 5 \times 10^3$ , suggesting the possibility of installing the pipes at any angle. The calculation results are shown in fig. 3 – 8.

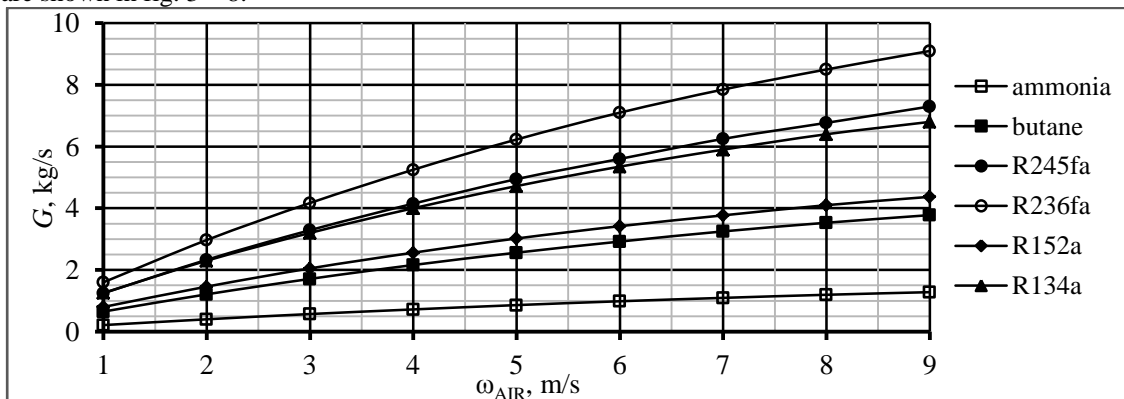


Fig. 3. Characteristic curve  $G(\omega_{AIR})$

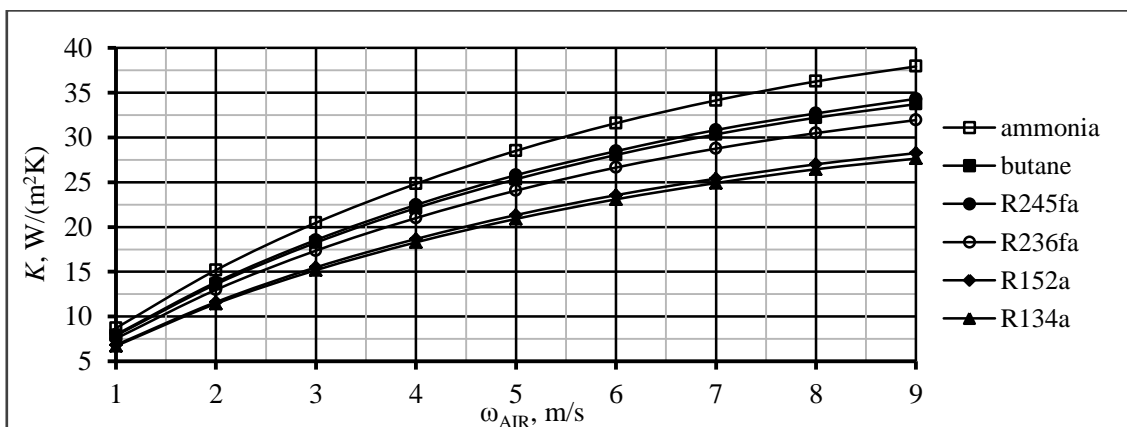


Fig. 4. Characteristic curve  $K(\omega_{AIR})$

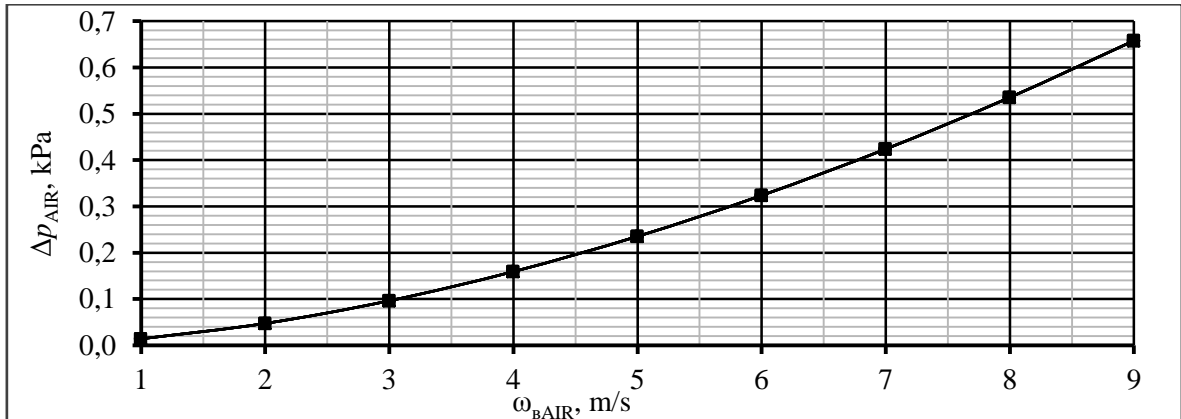


Fig. 5. Characteristic curve  $\Delta p_{AIR}(\omega_{AIR})$

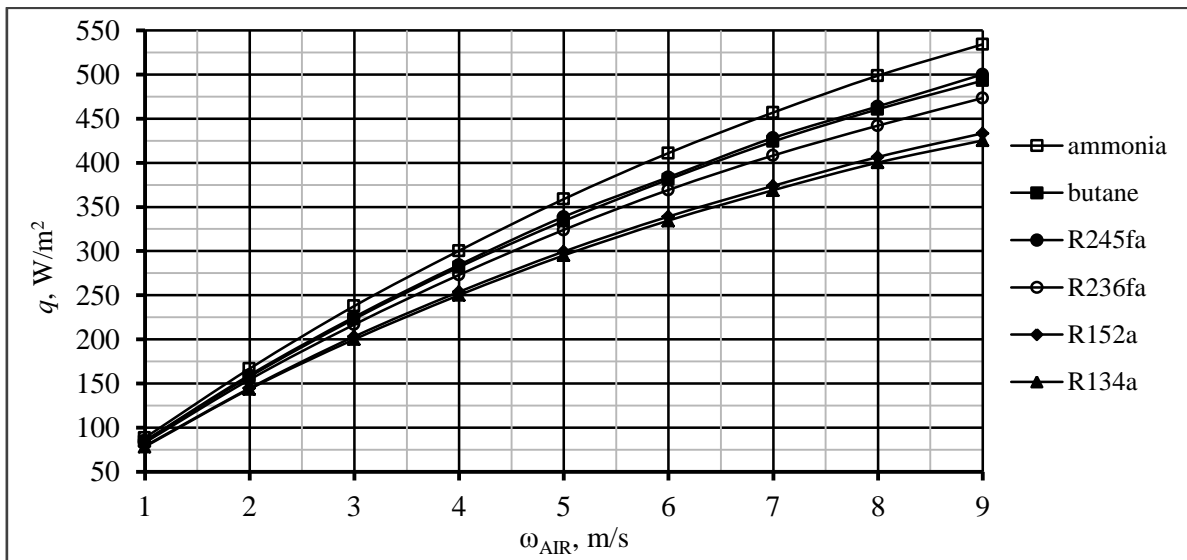


Fig. 6. Characteristic curve  $q(\omega_{AIR})$

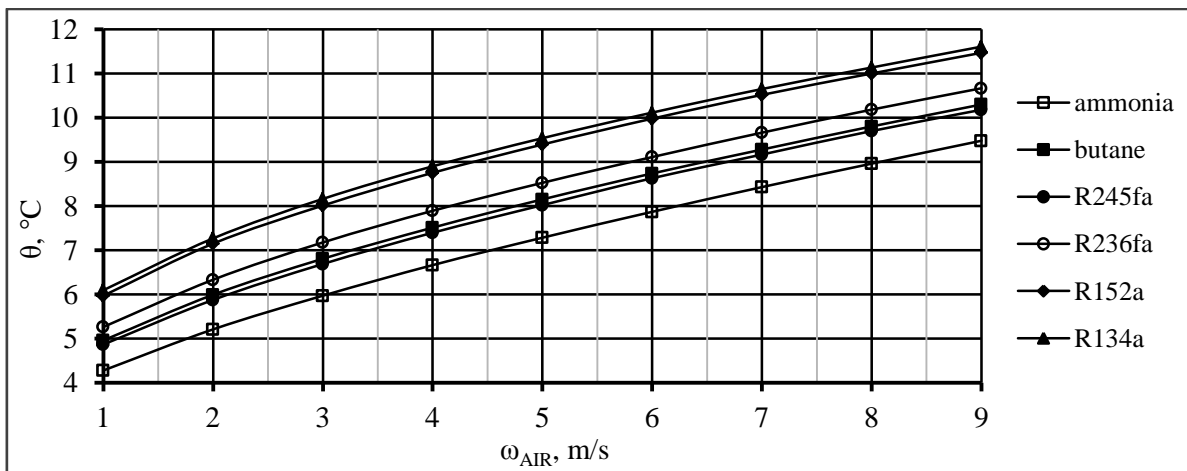


Fig. 7. Characteristic curve  $\theta(\omega_{AIR})$

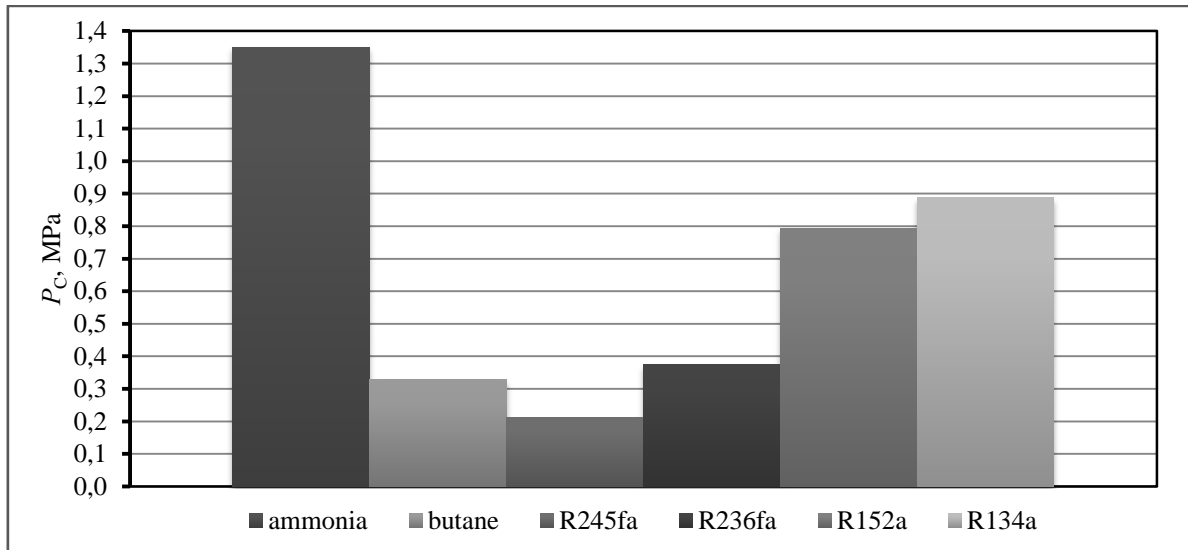


Fig. 8. Condensing pressure Freon in pipes ACC  $P_c$ , MPa

Testing was conducted by comparison series of points for the calculation of the program with the "manual" calculation. For all points received difference does not exceed 2%.

#### The analysis of results

The calculations allow to analyzing the opportunities sections of ACC at work for consideration refrigerants.

Fig. 3 shows that consumption of condensable vapor is in first place R236fa, second and third – R245fa and R134a, ammonia is in last place. Condensable vapor flow is strongly dependent on the type of Freon and air velocity, as a change  $\omega_{AIR}$  R236fa from 1 to 9 m/s it is changed 6 times, while only 3 of ammonia.

On the fig. 4 we can see that the highest heat transfer coefficient of ammonia, in the second place of R245fa and butane, and the last – R152a and R134a.

Used fig. 5 we can select the speed of the air that provides the fans. The most suitable is  $\omega_{AIR} = 5 - 6$  m/c for manufactured axial flow fans.

Fig. 6 we can determine the specific heat flux sections of at the selected air speed. We see that  $q$  significantly depends on the  $\omega_{AIR}$  and type of Freon.

Shown in the fig. 7 characteristic curve  $\theta$  from  $\omega_{AIR}$  indicates that the considered mode  $\theta$  in the recommended range. It is about 10 °C.

From fig. 8 we see that from condensing pressure is the best Freon R245fa, in second place are butane and R236fa, ammonia is in last place.

#### Conclusion

1. The proposed mathematical model section ACC and written on the basis of its computer software allows comprehensive researches on the condensation of a large number of gases included in the library «REFPROP».
2. Conducted by in this paper researches show: amount of the condensed Freon differ significantly depending on the type of air at the same speed. In this case the best results on the effectiveness of the section ACC has ammonia, in second place are R245fa and butane, and at the last place are R152a and R134a.
3. The model allows to determine the required air velocity in the section to select the fans and estimate the heat flux.
4. From the considered Freon from condensing pressure is best R245fa, in the second place there are butane and R236fa and ammonia is in last place.

#### References

1. Bases of calculation and design of air-cooled heat exchangers: Reference book: Under the general editorship of V.B. Kuntyshev, A.N. Bessonov. – St. Petersburg.: Nedra, 1996. – p. 512.
2. Milman O.O., Fedorov V.A. Air-Condensing Units. – M.: Publisher of Moscow Power Engineering Institute, 2002. – p. 208.
3. Ananiev E.P., Boyko L.D., Kruzhilin G.N. Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube. – In: Int. Developments in Heat Transfer, 1961, pt II, p. 290.

4. Isachenko V.P. Condensation heat transfer. – М.: Energy, 1977. – p. 240.
5. URL: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm> (Date of last access: the 16th of November, 2014).

### Разработка модели перевода на индивидуальное отопление объектов ЖКХ

*Гарифуллин А.Р.*

*Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева (КАИ), г. Казань, Россия*

В настоящее время в связи с удорожанием энергетических ресурсов и ростом их дефицита старые технологии перестают удовлетворять современным требованиям, поэтому остро стоит вопрос о разработке энергоэффективных технологий и энергосберегающих технических решений.

В данной работе рассмотрена проблема отопления помещений. Для отопления помещений необходимо содержать котельную. Загрузка котельной меняется, чаще всего он не достигает максимума, при этом коэффициент полезного действия котла снижается на 5–10 %. При эксплуатации таких котельных затраты на эксплуатацию остаются прежними, следовательно увеличивается стоимость выработки одной Гкал. Кроме того, большие затраты приходится на содержание тепловых сетей, по которым подается тепло, ведь в условиях мегаполиса протяженность тепловых трасс принимает глобальные масштабы. Подавляющее большинство эксплуатируемых котельных и теплотрасс требуют капитального ремонта, для осуществления которого необходимы миллионы и миллиарды рублей из бюджета республики. Старые изношенные котельные и теплотрассы вынуждены работать на пределе своих возможностей, поскольку часть энергии используется не по назначению, распыляясь в пустоту, при этом увеличивая стоимость потребленных услуг.

Решением данной проблемы является перевод центральных тепловых пунктов на индивидуальные тепловые пункты (ИТП).

Целью данной работы является систематизация процессов перевода помещений на индивидуальные тепловые пункты.

Задача, решение которой приведет к намеченной цели:

- построить модель изучаемого процесса с применением методологии SADT.

Объектом исследования является отопительная система закрытых помещений ЖКХ.

Предметом исследования является энергосбережение тепловых ресурсов в помещениях ЖКХ.

Для построения модели использована методология SADT.

Для внедрения технологии перевода на индивидуальные тепловые пункты необходимо руководствоваться возможностью подвода системы топливоснабжения к потребителю, свободных помещений для размещения дополнительного оборудования и проектных документов на выполнение данного вида работ. Качество работ необходимо подвергнуть контролю согласно «Правил технической эксплуатации тепловых энергоустановок», «Правил устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов», «Правил безопасности систем газораспределения и газопотребления ПБ 12-529-03».

Данная технология регламентируется Федеральным законом РФ об энергосбережении от 23.11.2009 г. № 261-ФЗ «Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок».

Эффект при переходе на данную технологию достигается за счет:

- повышения коэффициента полезного действия котла,

- снижения затрат на эксплуатацию,

- снижения доли потерь тепловой энергии в сетях.

Стоимость внедрения индивидуального теплового пункта зависит от места расположения объекта, типа выбранного оборудования и используемого топлива.

На рисунке 1 представлены результаты исследований с сайта фонда газификации республики Татарстан [1] от внедрения индивидуального теплового пункта.

Также одной из мер по повышению энергоэффективности коммунального комплекса города является переход к экономичным системам на основе индивидуальных тепловых пунктов с погодозависимым регулированием, а также внедрение систем индивидуального учета тепла в жилых домах.

В 2014 году Генерирующая компания начала реализацию программы по переводу жилых домов на индивидуальное отопление. Вместо центральных тепловых пунктов будут индивидуальные – в этом году на 252 объектах, а к концу 2016 года – 1357. При подсчете получается, что это каждый четвертый многоквартирный дом в городе. Итогом будет являться