

Интернет-журнал «Науковедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 8, №3 (2016) <http://naukovedenie.ru/index.php?p=vol8-3>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/05TVN316.pdf>

Статья опубликована 23.05.2016.

Ссылка для цитирования этой статьи:

Любов С.К., Любова Т.С., Ручкина С.А. Исследование тепловосприятости котла-утилизатора парогазовой установки // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №3 (2016)

<http://naukovedenie.ru/PDF/05TVN316.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

УДК 621.311

Любов Сергей Константинович

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»
Филиал в г. Смоленске, Россия, Смоленск¹
Доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика»
Кандидат физико-математических наук
E-mail: sergeylyubov@yandex.ru

Любова Татьяна Степановна

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»
Филиал в г. Смоленске, Россия, Смоленск
Доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика»
Кандидат физико-математических наук
E-mail: lubovats@yandex.ru

Ручкина Светлана Алексеевна

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»
Филиал в г. Смоленске, Россия, Смоленск
Магистр
E-mail: ruchkina.sveta2013@yandex.ru

Исследование тепловосприятости котла-утилизатора парогазовой установки

Аннотация. Повышение внутренних цен на топливо заставляет теплоэнергетиков минимизировать удельные затраты при производстве электрической и тепловой энергии. Одним из способов снижения себестоимости производимой электроэнергии является увеличение КПД электроустановок, что достигается, например, за счет внедрения парогазовых установок.

Замена традиционных паротурбинных установок на парогазовые является перспективным направлением развития теплоэнергетики, во-первых, потому, что залежи природного газа велики, во-вторых, эффективность использования топлива достигает в парогазовых установках 55-60% против 25-30% в паротурбинах.

Практическая реализация парогазовых установок осуществляется путем объединения паротурбинной и газотурбинной установок общим технологическим циклом (цикл Брайтона-Ренкина). При этом газотурбинная установка работает по циклу Брайтона, а паротурбинная –

¹ 214013, г. Смоленск, Энергетический проезд, 1

по циклу Ренкина. Таким образом, газы на выходе газовой турбины являются источником тепла для парового цикла.

Целью настоящей работы является исследование влияния давления пара на тепловосприятие различных элементов котла-утилизатора, что позволяет оптимизировать паровую часть цикла за счет выбора оптимального соотношения площадей теплообменных поверхностей котла-утилизатора.

В данной статье в качестве газотурбинной установки используется Siemens V.94.2, снабженная двухконтурным котлом-утилизатором, состоящим из части высокого и низкого давления. Часть высокого давления включает в себя пароперегреватель, испаритель и экономайзер, а часть низкого давления - пароперегреватель, испаритель и газовый подогреватель конденсата.

На основании технических характеристик газотурбинной установки и уравнений тепловых и материальных балансов рассчитаны зависимости тепловосприятий от давлений всех элементов и котла-утилизатора в целом.

Представленные в статье данные расчетов указывают на доминирующее внимание изменения низкого давления, однако его понижение ограничивается условием: тепловосприятие котла-утилизатора не может превышать располагаемого количества тепла, поступающих в котел-утилизатор газов.

Ключевые слова: котел-утилизатор; парогазовая установка; тепловосприятие; экономайзер; пароперегреватель; энтальпия; располагаемое количество тепла; испаритель; турбина; тепловой баланс

Главным стимулом модернизации теплоэнергетики сегодня становится рост цен на топливо. В этих условиях необходимо минимизировать использование затратных и неэффективных производств. Вместе с тем, снижение себестоимости производимой электроэнергии достигается ростом показателей КПД энергоустановок, что в некоторой мере позволяет компенсировать рост стоимости топлива. Одним из наиболее актуальных направлений развития отечественной и зарубежной теплоэнергетики является внедрение парогазовых установок (ПГУ) [1-4]. Согласно «Энергетической стратегии России до 2020 г.», России предстоит модернизация оборудования ТЭС и замена его на более эффективное на основе парогазовых установок.

Использование ПГУ является весьма перспективным направлением по ряду причин, главной из которых является использование в качестве топлива природного газа, запасы которого достаточно велики, при этом эффективность использования топлива (КПД цикла) достигает уровня 55-60%, в то время как, у традиционных паросиловых установок КПД составляет лишь 25-30% [5].

ПГУ строится на принципе объединения паротурбинной (ПТУ) и газотурбинной установки (ГТУ) общим технологическим циклом, что позволяет получить как электрическую, так и тепловую энергию. В итоге у полученной установки КПД существенно выше, чем КПД отдельно взятых ПТУ и ГТУ. Таким образом, главными преимуществами ПГУ является высокая термодинамическая эффективность и более высокий КПД, по сравнению с другими энергетическими установками.

В основе работы ПГУ с котлом-утилизатором (КУ) лежит термодинамический цикл Брайтона-Ренкина, представленный на рис. 1 [5]. В цикле Брайтона забираемсй из атмосферы воздух сжимается в компрессоре в верхней ступени установки (1-2), затем вместе с топливом поступает в камеру сгорания ГТУ. В результате изобарного горения (2-3) выделяется тепло q_1 .

Образующиеся продукты горения при высоком давлении и температуре подаются в газовую турбину, где адиабатно расширяются, совершая работу (3-4) и приводя во вращение вал турбины и электрогенератора. При этом часть этой работы (до ~ 50%) затрачивается на привод компрессора. Затем газы поступают в КУ.

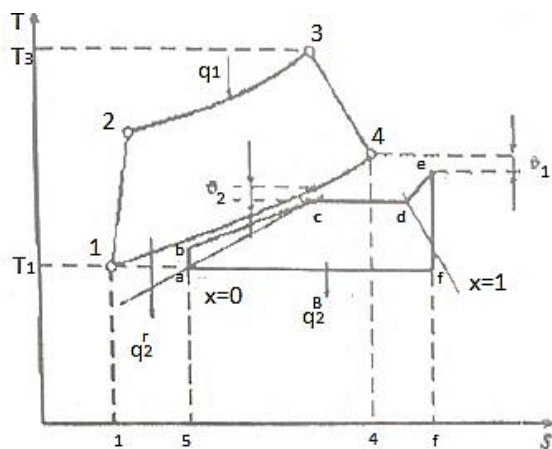


Рисунок 1. Термодинамический цикл Брайтона-Ренкина парогазовой установки с котлом-утилизатором [5]

Изобарный процесс 4-1 условно завершает цикл Брайтона. Большая часть тепла в этом процессе отдается пароводяному рабочему телу в цикле Ренкина (4-5), нагревая воду в экономайзере (b-c). Одновременно с этим происходит процесс испарения воды в испарителе (c-d) и перегрев пара в пароперегревателе (d-c). Процессы e-f и f-a иллюстрируют расширение пара в турбине и его конденсацию в конденсаторе с последующим повышением давления конденсата в конденсатном насосе (a-b) [5].

В зависимости от конкретных задач и условий тепловые схемы ПГУ могут осуществляться с применением одно-, двух-, и трехконтурных КУ. Как правило, ПГУ с одноконтурным КУ имеет невысокий КПД, но при этом установка проста в эксплуатации и недорога в изготовлении [6]. Существенно большей эффективностью обладает ПГУ с двух- и даже трехконтурным КУ, однако при этом усложняется тепловая схема ПГУ из-за увеличения числа контуров генерации пара, что приводит к удорожанию ПГУ.

Целью настоящей работы является анализ влияния изменения давления в контурах высокого и низкого давлений двухконтурного КУ на тепловосприятие поверхностей нагрева. Тепловая схема ПГУ представлена на рис. 2 [5].

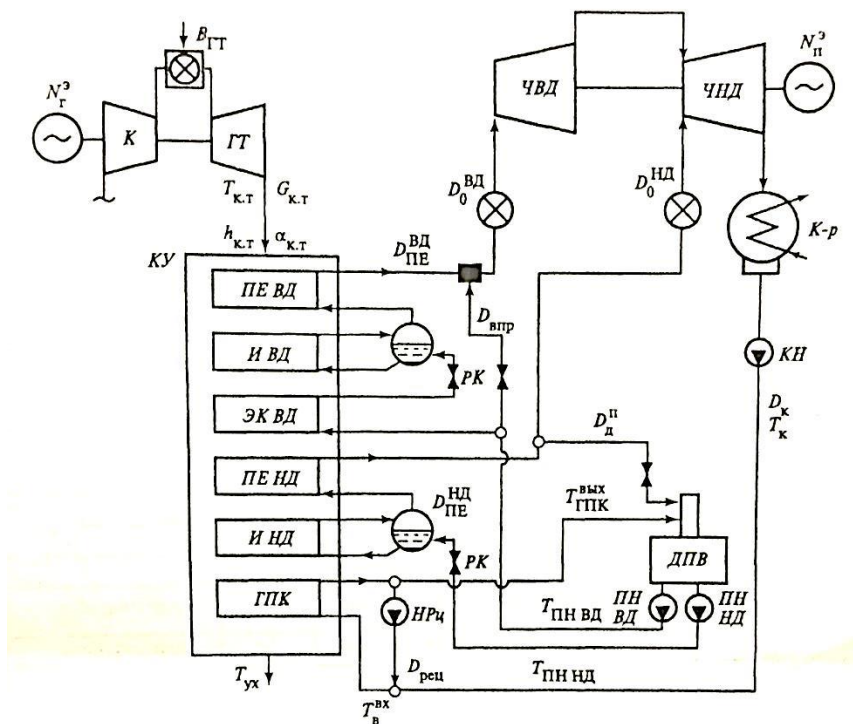


Рисунок 2. Принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ [5]. ПЕВД, ПЕНД – пароперегреватели высокого и низкого давления; ИВД, ИНД – испарители высокого и низкого давления; ЭКВД – экономайзер высокого давления; ГПК – газовый подогреватель конденсата; ДПВ – деаэратор питательной воды; ЧВД, ЧНД – части высокого и низкого давления паровой турбины; К-р – конденсатор; КН – конденсатный насос; ПНВД, ПННД – питательные насосы высокого и низкого давления; НРц – насос рециркуляции; РК – регулирующий клапан

Тепловая схема включает в себя ГТУ Siemens V94.2, энергетические характеристики которой представлены в таблице, КУ с ГПК, деаэратор и паровую турбину с конденсацией отработавшего пара. Деаэратор питается паром из коллектора, к которому присоединен трубопровод контура низкого давления КУ. Паровая турбина состоит из двух частей – высокого и низкого давления. Пар высокого давления из КУ идет в контур высокого давления, а в контур низкого давления поступает пар низкого давления и пар, отработавший на лопатках ЧВД. Оба предварительно смешиваются в точке смешения. Часть высокого давления включает в себя пароперегреватель, испаритель и экономайзер, включенные последовательно. Часть низкого давления состоит из пароперегревателя, испарителя и ГПК.

Таблица

Энергетические данные ГТУ Siemens V94.2 [7]

Электрическая мощность, МВт	Электрический КПД, %	Начальная температура газов, °С	Температура выходных газов, °С	Расход выходных газов, кг/с	Расход топлива, кг/с	Расход воздуха, кг/с	Коэффициент избытка воздуха
159	34,4	1060	537	509	9,3	513,9	5

В качестве топлива принимается газ «Ухта-Торжок-Минск-Иванцевичи», химический состав которого приведен в [8].

В основу общих расчетов характеристик установки положены условия ISO 2314 об окружающей среде (+15°С; 0,1013 МПа, относительная влажность воздуха 60%).

Тепловые расчеты проводились с помощью программы, написанной на языке Pascal, в интервале температур от 537°С (температура газов на выходе из ГТУ) до 15°С (оптимальная

расчетная температура окружающей среды для ГТУ). Давление перегретого пара в контуре высокого давления КУ варьировалось от $P_0^{ВД} = 4,5$ МПа до $P_0^{ВД} = 7,5$ МПа, в контуре низкого давления от $P_0^{НД} = 0,45$ МПа до $P_0^{НД} = 0,75$ МПа, давление в конденсаторе $P_k = 5$ кПа, давление в деаэраторе $P_d = 0,5$ МПа. Расчеты выполнялись путем решения уравнений тепловых и материальных балансов и уравнений теплообмена между выходными газами ГТУ и пароводяным рабочим телом в различных элементах котла по методике, изложенной в [5, 9, 10].

Результаты расчетов представлены в виде зависимости тепловосприятия Q_i различных элементов КУ от высокого давления $P_0^{ВД}$ и низкого $P_0^{НД}$ соответственно на рис. 3 и 4. Здесь линия 1 отражает зависимость тепловосприятия $Q_{ГПК}$ газового подогревателя конденсата; линия 2 - $Q_{исп.}^{НД}$ испарителя низкого давления; линия 3 - $Q_{пе}^{НД}$ пароперегревателя низкого давления; линия 4 - $Q_{эк}^{ВД}$ — экономайзера высокого давления; линия 5 - $Q_{исп}^{ВД}$ — испарителя высокого давления; линия 6 - $Q_{пе}^{ВД}$ — пароперегревателя высокого давления.

Из приведенных на рис. 3 данных следует, что при увеличении в КУ высокого давления тепловосприятие ГПК и ПЕНД практически не изменяются. В то же время увеличение $P_0^{ВД}$ приводит, во-первых, к увеличению тепловосприятия в ИНД на 21% за счет снижения степени сухости пара на выходе ЧВД, во-вторых, в экономайзере высокого давления на 23% за счет увеличения температуры насыщения пара высокого давления. Тепловосприятие же в испарителе высокого давления уменьшается на 16%, что обусловлено уменьшением теплоты испарения [11]. Уменьшается на 5% и тепловосприятие в ПЕВД за счет увеличения энтальпии сухого пара на выходе ИВД.

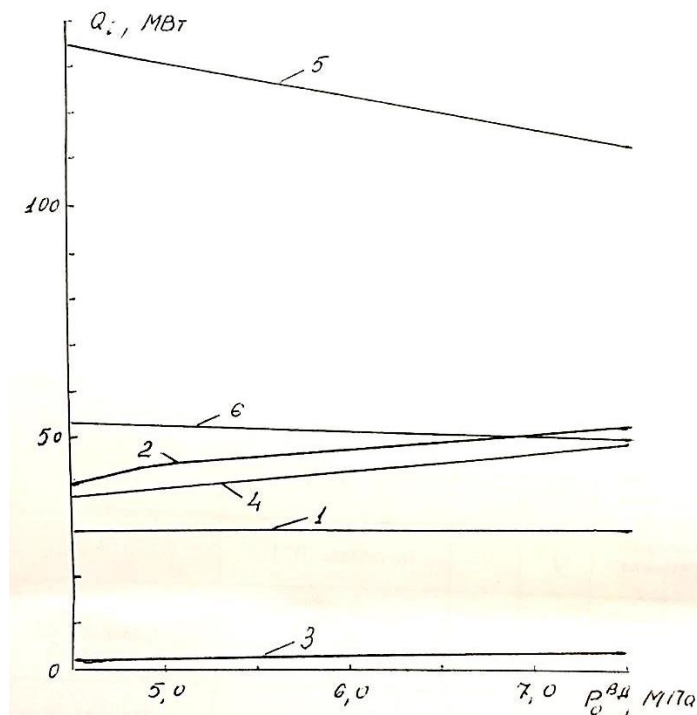


Рисунок 3. Зависимости тепловосприятия в элементах КУ от $P_0^{ВД}$ (рис. авт.)

Аналогичные зависимости от $P_0^{НД}$ (рис. 4) показывают, что тепловосприятие элементов контура высокого давления КУ (ПЕВД, ЭКВД, ИВД) не зависит от $P_0^{НД}$. При этом тепловосприятие элементов контура низкого давления зависит от $P_0^{НД}$. Так, тепловосприятие ГПК с ростом $P_0^{НД}$ уменьшается на 5%, в то же время тепловосприятие ИНД падает на 25%,

что связано с повышением степени сухости пара на входе в ИНД и уменьшением теплоты испарения [11]. Тепловосприятие в ПЕНД уменьшается на 44% за счет увеличения энтальпии пара на выходе ИНД и ее уменьшения на выходе из контура низкого давления.

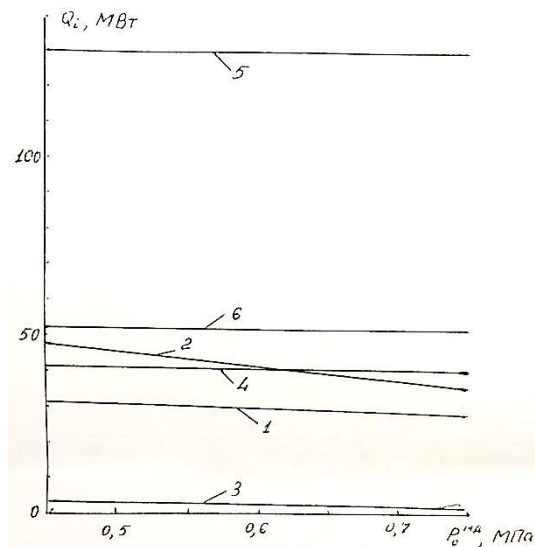


Рисунок 4. Зависимости тепловосприятия в элементах КУ от P_0^{HD} (рис. авт.)

Зависимости тепловосприятия $Q_{ку}$ всего КУ от давлений $P_0^{ВД}$ и P_0^{HD} представлены на рис. 5 и 6 соответственно. Из рисунков видно, что тепловосприятие КУ практически не зависит от $P_0^{ВД}$ и падает на 5% с ростом P_0^{HD} , однако это понижение возможно до тех пор, пока не установится равенство между требуемым для работы КУ количеством тепла $Q_{ку}$ и располагаемой разностью энтальпий газов, выходящих из ГТУ. Так, если $P_0^{ВД} = 5$ МПа, то, как показали расчеты, $P_0^{HD} \approx 0,5$ МПа.

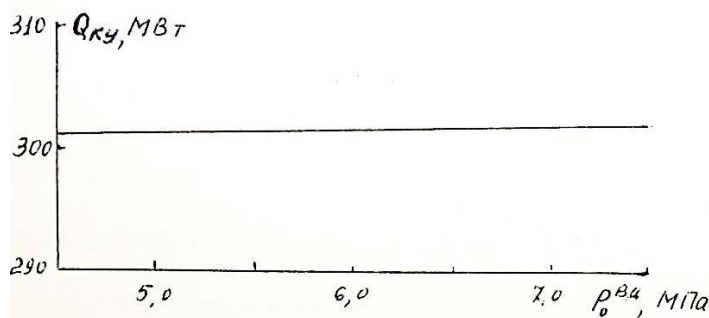


Рисунок 5. Зависимости тепловосприятия в КУ от $P_0^{ВД}$ (рис. авт.)

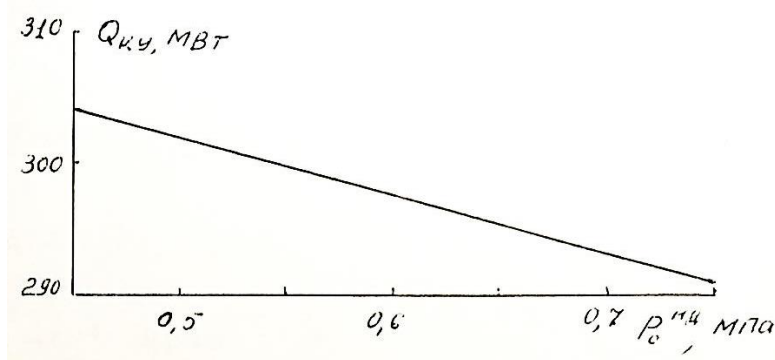


Рисунок 6. Зависимости тепловосприятия в КУ от P_0^{HD} (рис. авт.)

Следует отметить, что результаты настоящей работы могут быть полезны при расчетах оптимального соотношения площадей теплообменных поверхностей элементов КУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Безлепкин В.И. Парогазовые и паротурбинные установки тепловых электростанций. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. - 295 с.
2. Баскаков А.П., Мунц В.А. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. М.: Изд. Дом «БАСТЕТ», 2013. - 368 с.
3. Безлепкин В.И. Парогазовые установки со сбросом газа в котел. – Л.: Машиностроение, 1984. – 232 с.
4. Зысин В.А. Комбинированные парогазовые установки и циклы. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 187 с.
5. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и паротурбинные установки тепловых электростанций. – М.: МЭИ, 2002. - 574 с.
6. Любова Т.С., Любов С.К., Корнеева Н.В. Анализ работы парогазовой установки с одноконтурным котлом-утилизатором. Энергетика, информатика, инновации – 2015. V Международная научно-техническая конференция. Сборник трудов, том 1, с. 101-105.
7. Новоселов И.В., Латыпов Р.Ш. Анализ цикла ГТУ: Учебно-методическое пособие. – Уфа: УГНТУ, 2011. – 59 с.
8. <http://www.advokatby.com/belarus/feeds1/bdwnpv5e.htm>.
9. Трухний А.Д., Петрунин С.В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа: Методическое пособие по курсу «Энергетические установки». – М.: МЭИ, 2001. – 24 с.
10. Степанов И.Р. Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы. – М.: Издательство Кольского научного центра РАН, 2000. – 169 с.
11. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

Liubov Sergei Konstantinovich

National research university «Moscow power engineering institute»
Smolensk branch, Russia, Smolensk
E-mail: sergeylyubov@yandex.ru

Liubova Tatiana Stepanovna

National research university «Moscow power engineering institute»
Smolensk branch, Russia, Smolensk
E-mail: lubovats@yandex.ru

Ruchkina Svetlana Alekseevna

National research university «Moscow power engineering institute»
Smolensk branch, Russia, Smolensk
E-mail: ruchkina.sveta2013@yandex.ru

Investigation perception heat boiler-utilizer of steam-gas plant

Abstract. Fuel price growth makes heat and power specialists minimize the cost per unit during heat and power production. One of the way to low power production cost price is to increase electrical installation efficiency output working on more perfect in thermodynamic ratio Brighton-Renkin cycle.

Traditional steam-turbine plants replacement on steam-gas plants is a perspective direction of heat and power engineering development because first of all the natural gas deposits are great and secondly, fuel efficiency in steam-gas plants achieves 55-60 percent as 25-30 percent in steam turbine plants.

Steam-gas plants practical realization carries cut by means of uniting steam and gas installations in common technological cycle. Under such conditions steam-gas plants performs according to Bryton cycle, and steam one to Renkin cycle. Hereby, steam-gas plant gases are the source of heat for steam cycle.

The aim of the given paper is steam pressure influence research on the different elements of boiler-utilizer heat exchange, which allows to optimize the steam part of the cycle for account of optimum relationships of boiler-utilizer heat-exchange surface area.

In the given paper Siemens V.94.2 uses as a steam-gas plant, supplying with double-circuit boiler-utilizer which consists of high and low pressure parts. The high pressure part includes steam superheater, evaporator and economizer, the low pressure part – superheater, evaporator and gas heater of condensate.

On the basis of steam-gas plant specification and heat and material balance equation heat-exchange dependence of boiler-utilizer certain elements was calculated from pressure in high and low pressure parts and analogous dependence for boiler-utilizer in the whole.

Submitted data calculation in the given article specifies the dominating influence of low pressure change, but its change limits by the following condition: boiler-utilizer heat exchange can't exceed disposable heat amount, coming to gases boiler-utilizer.

Keywords: boiler-utilizer; steam-gas plant; heat exchange; economizer; steam superheater; enthalpy; disposable heat amount; evaporator; turbine; heat balance

REFERENCES

1. Bezlepkin V.I. Steam-gas and steam-turbine installations of thermal power plants. SPb.: Publishing house SPbGTU, 1997.-295 pages.
2. Baskakov A.P., Munts V.A. Non-traditional and renewable energy resources. M.: Prod. House of "BASTET", 2013. - 368 pages.
3. Bezlepkin V.I. Steam-gas installations with dumping of gas into a copper. - L.: Mechanical engineering, 1984. - 232 pages.
4. Zysin V.A. The combined steam-gas installations and cycles. - M.: Gosenergoizdat, 1962. - 187 pages.
5. Tsanev S.V., Burov V.D., Remezov A.N. Gas-turbine and steam-turbine installations of thermal power plants. - M.: MEI, 2002.-574 pages.
6. Liubova T.S., Liubov S.K., Korneeva N.V. Analysis of work of steam-gas installation with a one-planimetric copper utilizer. Power, informatics, innovations - 2015. V International scientific and technical conference. Sborniu of works, volume 1, page 101-105.
7. Novoselov I.V., Latypov R.Sh. Analysis of cycle GTU: Educational and methodical grant. - Ufa: UGNTU, 2011. - 59 pages.
8. <http://www.advokatby.com/belarus/feeds1/bdwnpv5e.htm>.
9. Trukhny A.D., Petrunin S.V. Calculation of thermal schemes of steam-gas installations of utilization type: Methodical grant at the rate "Power stations". - M.: MEI, 2001. - 24 pages.
10. Stepanov I.R. Steam-gas installations. Theory bases, application and prospects. - M.: Publishing house of the Kola Russian Academy of Sciences scientific center, 2000. - 169 pages.
11. Rivkin S.L., Alexandrov A.A. Thermodynamic properties of water and water vapor: Reference book. - M.: Energoatomizdat, 1984. - 80 pages.