Microturbine Wave Compressor Optimal Regimes

Levihin A.A.[1], Volobuev I.A.[2]
1 -Baltic State Technical University VOENMEH, Saint-Petersburg, Russian Federation
2 - Saint-Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics (ITMO University), Saint-Petersburg, Russian Federation

Abstract. The work is devoted to the problem of improving the efficiency of air compression in the compressor of the microturbine installation. The wave compressor in which compression occurs as in a supersonic air intake is investigated. The purpose of the study is to find the region of existence of optimal shock-wave structures at which the stagnation pressure loss in a wave compressor will be minimal. Two cases were studied: compression in a system of two shock waves of the same direction; compression in a centered isentropic wave. The research method combines a numerical experiment with an analytical study of shock-wave structures. Calculations showed that the wave compressor is more efficient than traditional blade machines, if the Mach number at the intake to it is more than 2.2. The regions of existence of shock-wave structures with a reflected discontinuity: a rarefaction wave, a shock wave, and a weak discontinuity are analyzed analytically. The weak reflected discontinuity corresponds to the highest compression efficiency. The study obtained the following most important results. A shock-wave compressor with two shock waves of the same direction can operate at the optimum mode in the range of intake Mach numbers from 2.089 to 2.46. A compression ratio of 5.76 can be obtained in this case. A centered compression wave can provide a compression ratio in one stage up to 10-12 with Mach number from 3.2 to 3.48. At higher degrees of compression, irregular shock-wave structures are formed.
Keywords: microturbine, wave compressor, shock wave, isentropic compression wave, overtaking shock waves, shock waves of one direction.
DOI:.10.5281/zenodo.3367056

Regimurile de funcționare optime ale compresorului cu unde al microturbinei

Levihin A.A.[1], Volobuev I.A.[2]
1 – Universitatea Tehnică de Stat Baltică «VOENMEH», им.D.F.Ustinov, Sanct-Petersbug, Federația Rusă,
2 – Universitatea națională de cercetare a tehnologiilor informaționale, de mecanică și de optică (Universitatea ITMO),
Sanct-Petersbug, Federația Rusă

Rezumat. Lucrarea este dedicată problemei creșterii eficienței compresiunii aerului în compresorul unei instalații de microturbină. Unul dintre domeniile moderne de cercetare este utilizarea unui compresor de undă supersonică, în care compresiunea aerului nu are loc într-o mașină scapulară, într-o structură cu undă de șoc, similar cu modul în care se produce într-un aport supersonic de aeronave. Scopul lucrării este de a găsi modurile optime de funcționare a compresorului de undă cu cea mai mică pierdere de presiune totală. Acest obiectiv este realizat prin studiul modurilor de funcționare a compresorului de undă în timpul comprimării aerului într-un sistem cu două unde de șoc cu aceeași direcție și într-o undă izentropică centrată. Regiunile de existență ale structurilor de unde de șoc cu o discontinuitate reflectată au fost cercetate analitic: o undă de rarefecție, o undă de șoc și o discontinuitate slabă. Următoarele rezultate cele mai importante au fost obținute, anume: un compresor cu undă de șoc cu două unde de șoc cu aceeași direcție poate funcționa în modul optim în intervalul de numere Mach la intrarea de la 2,089 la 2,46. În acest caz, se poate obține un raport de compresie de 5,76 în compresor. Pentru a obține un raport de compresie mai mare într-o etapă, este necesar să trecem la trei sau mai multe unde de șoc, ceea ce este dificil din punct de vedere structural. Semnificația rezultatelor constă în faptul că limitele condițiilor optime de funcționare sunt determinate folosind două tipuri de structuri de unde de șoc.
Cuvinte-cheie**:** microturbină, compresorul cu unde, undă de șoc, undă de compresie izoentropică, captarea undelor de șoc.

Оптимальные режимы работы волнового компрессора микротурбины

Левихин А.А.[1], Волобуев И.А.[2]
1 - Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Российская Федерация,
2 - Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО), Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация**.** Работа посвящена проблеме повышения эффективности сжатия воздуха в компрессоре микротурбинной установки. Одним из современных направлений исследований является применение

© Левихин А.А., Волобуев И.А., 2019

сверхзвукового волнового компрессора, в котором сжатие воздуха происходит не в лопаточной машине, в ударно-волновой структуре, подобно тому, как это происходит в сверхзвуковом воздухозаборнике летательных аппаратов. Цель работы - найти оптимальные режимы работы волнового компрессора с наименьшими потерями полного давления. Поставленная цель достигается тем, что изучаются режимы работы волнового компрессора при сжатии воздуха в системе двух ударных волн одного направления и в центрированной изоэнтропической волне. Аналитически исследованы области существования ударно-волновых структур с отраженным разрывом: волной разрежения, ударной волной и слабым разрывом. Слабый отраженный разрыв соответствует наибольшей эффективности сжатия. Получены следующие наиболее важные результаты. Ударно-волновой компрессор с двумя ударными волнами одного направления может работать на оптимальном режиме в диапазоне чисел Маха на входе от 2,089 до 2,46. При этом может быть получена степень сжатия в компрессоре 5,76. Для получения более высокой степени сжатия в одной ступени необходимо переходить к трем и более ударным волнам, что конструктивно сложно. Центрированная волна сжатия может обеспечить степень сжатия в одной ступени до 10-12. Число Маха на входе в колесо компрессора должно составлять от 3,2 до 3,48. При более высоких степенях сжатия образуются нерегулярные ударно-волновые структуры. Численные эксперименты показали, что теоретическая эффективность волнового компрессора выше, чем у традиционного центробежного и осевого, при скорости набегающего потока на входе в компрессор, соответствующей числу Маха, больше 2,2. Значимость результатов заключается в том, что определены границы оптимальных режимов работы при использовании двух типов ударно-волновых структур.

***Ключевые слова*:** микротурбина, волновой компрессор, ударная волна, изоэнтропическая волна сжатия, догоняющие ударные волны, ударные волны одного направления.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из магистральных методов улучшения удельных характеристик газотурбинных энергетических установок является увеличение частоты вращения ротора. Переход на газодинамические подшипники [1] позволил увеличить частоту вращения роторов микротурбин до 100 тыс. об/мин и более. Проблема малой несущей способности решается внедрением газостатических [2] и гибридных подшипников. Можно рассчитывать, что в обозримом будущем ограничения, связанные с подшипниками будут полностью преодолены. Следовательно, появляется задача увеличения эффективности работы компрессора при высоких скоростях вращения.

В типичных случаях увеличение скорости вращения приводит к уменьшению размера компрессора, т.к. накладывается ограничение на значение окружной скорости лопаточного венца. Обычно она полагается равной 200-250 м/с. Уменьшение размера приводит к снижению эффективности сжатия из-за уменьшения числа Рейнольдса Re и относительного утолщения пограничных слоев. В качестве решения проблемы в 2002 - 2005 г. фирмой Ramgen Power Systems [3,4] была предложена концепция ударно-волнового компрессора.

По замыслу разработчиков, это устройство должно представлять собой воздухозаборник сверхзвукового летательного аппарата, «намотанный» на цилиндрическую поверхность (рис.1). При частоте вращения, обеспечивающей сверхзвуковую окружную скорость, внутри воздухозаборника образуется ударно-волновая структура, сжимающая воздух.

Численные исследования [6,7] показали, что при окружных скоростях, соответствующих числу Маха около 3, можно получить степень сжатия около 10 при коэффициенте восстановления полного давления (давления торможения) на уровне 0,85. Таким образом, одна ударно-волновая ступень примерно соответствует 10-12 ступеням классического осевого компрессора 4-ого поколения (рис.1).

Методология проектирования волновой ступени сжатия, рассмотренная в работах [8,9], предусматривает сжатие воздуха в системе ударных волн одного направления, сходящихся в одну точку, или в центрированной изоэнтропической волне сжатия (рис.2).

Такая ударно-волновая конфигурация является топологически устойчивой, т.е. при малом изменении входных параметров не меняет свою структуру.

В то же время, при установке быстро вращающегося ротора на воздушные подшипники, прецессия ротора и перемещение ножки Маха под воздействием пульсаций давления на входе в компрессор образуют замкнутую колебательную систему [10], которая приводит к сильным вибрациям.

Применение гибридных газовых подшипников с поворачивающимися сегментами позволяет демпфировать эти колебания [3].

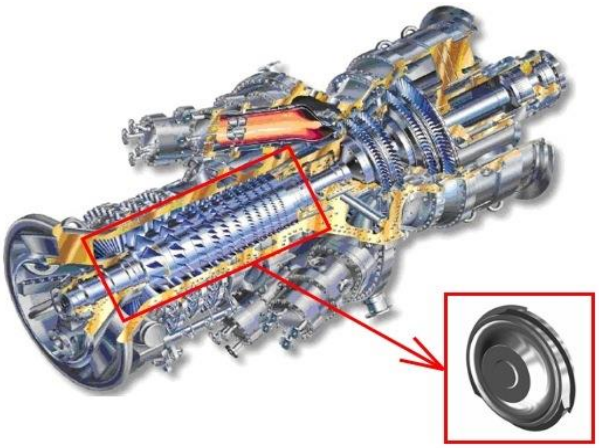


Рис.1. Ударно-волновой компрессор.[1]

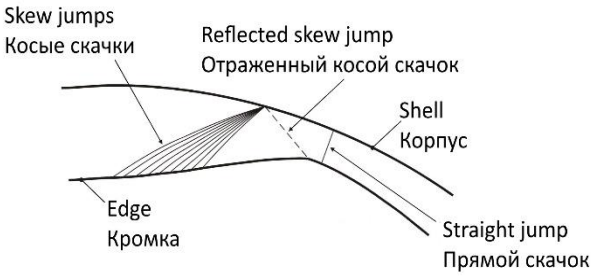


Рис.2. Ударно-волновая структура в волновом компрессоре [8].[2]

Исследования влияния углов клина в воздухозаборнике показало, что устойчивое течение в такого рода устройствах поддерживается в сравнительно узком диапазоне [11], а экстремум коэффициента восстановления полного давления имеет ярко выраженный характер.

Таким образом, существует задача нахождения диапазона параметров, в котором могут существовать оптимальные ударно-волновые структуры, обеспечивающие минимальные потери полного давления при максимальной степени сжатия.

I.МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ

Ниже рассматриваются ударно-волновые структуры (УВС), возникающие при интерференции скачков уплотнения одного направления или, как их еще называют, догоняющих скачков уплотнения (ДСУ), а также в фокусе центрированной изоэнтропической волны сжатия (ЦЭВС). Классификация ударно-волновых структур, основные понятия и методы их исследования рассмотрены в работах [12,13]. Наиболее просто представить себе взаимодействие газодинамических разрывов одного направления в одномерном нестационарном случае, когда одна ударная волна D_1 догоняет другую D_2 (рис.3).

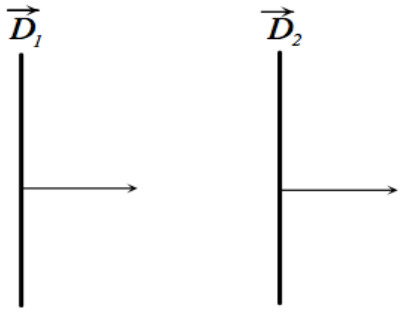


Рис.3. Догоняющие ударные волны.[3]

В плоском стационарном течении аналогом догоняющих ударных волн являются скачки уплотнения, пересекающиеся в одной точке и разворачивающие поток в одну сторону (рис.4). На рис.3 и 4 стрелками показаны направления газодинамических разрывов.

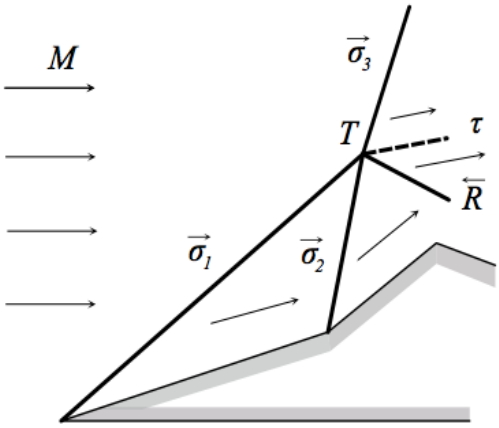


Рис.4. Догоняющие скачки уплотнения.[4]

Именно по аналогии с догоняющими друг друга ударными волнами такие скачки также называются догоняющими. При интерференции ударных волн D_1 и D_2 или стационарных скачков σ_1 и σ_2 в точке интерференции T образуется отраженный разрыв R и поверхность раздела τ. Отраженный разрыв R, в общем случае, может быть волной разрежения, слабым разрывом или скачком уплотнения.

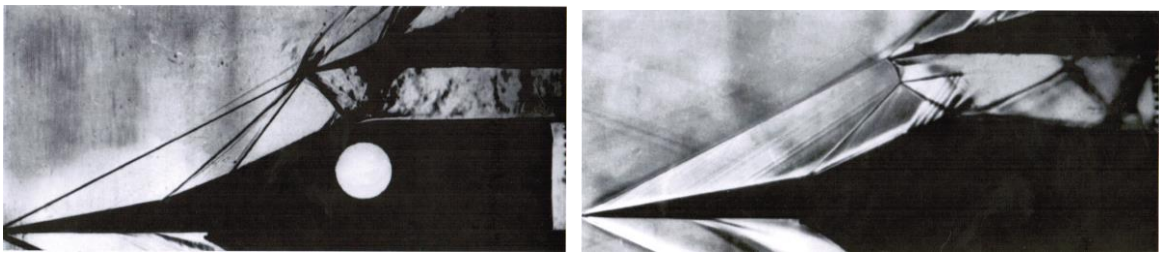
В классическом воздухозаборнике ДСУ может быть несколько. Чем их больше, тем ближе течение в системе ДСУ к ЦЭВС.

Впервые задачу о наименьших потерях полного давления в системе ДСУ с замыкающим прямым скачком решил К.Осватич [14]. Оказалось, что все косые скачки должны

[1,2,3,4] Appendix 1

иметь одинаковую интенсивность J (отношение давления в потоке за скачком к давлению перед скачком). В более общем случае, задача об оптимальных УВС, в том числе, с ДСУ и скачками противоположных направлений, исследовалась В.Н.Усковым и его учениками [15-18]. Соотношения в точке интерференции ДСУ хорошо известны [19, 20], но области их существования в полном объеме до сих пор не исследованы.

Между тем, как показало изучение течений в сверхзвуковых воздухозаборниках, на предельных режимах в точке пересечения ДСУ возможно образование так называемой ножки Маха и переход к нерегулярному типу интерференции (рис.5). Появление ножки Маха с дозвуковым течением за ней не только сопровождается повышенными потерями полного давления, но и может приводить к образованию опасных колебаний давления расходного типа в канале, что уже является аварийным режимом работы [22,23].



а) б)

Рис.5. Регулярная (а) и нерегулярная (б) интерференция догоняющих скачков [21].[5]

Увеличение числа Маха и интенсивности скачков приводит к снижению эффективности сжатия.

Как известно, потери в нескольких косых скачках ниже, чем в одном равной интенсивности, поэтому для снижения потерь нужно увеличивать количество скачков. В пределе получается ЦЭВС, математическая модель которой рассмотрена в работе [24]. Анализ ЦЭВС проще анализа ДСУ, т.к. она задается одним параметром.

Ниже исследование ДСУ и ЦЭВС выполняется методом сердцевидных кривых Буземана [25], который был доработан и усовершенствован Курантом и Фридрихсом, Кавамура и Саито [27].

Суть метода заключается в построении по заданному числу Маха перед газодинамическим разрывом сердцевидной кривой (поляры), названной так за характерный вид, которая связывает углы разворота потока на разрыве β с логарифмом интенсивности разрыва $\Lambda=\ln J=p_2/p_1$, где p_2 и p_1 - давления за разрывом и перед ним, соответственно.

Пример решения задачи о взаимодействии ДСУ (рис.4) на плоскости поляр приведен на рис.6.

Основная поляра, выпущенная из начала координат, соответствует числу Маха М перед первым скачком (σ_1 на рис.4).

Интенсивность первого скачка Λ_1, задается точкой на первой поляре, соответственно, угол разворота потока равен β_1.

По этим параметрам можно вычислить число Маха за первым скачком, что позволяет построить поляру, связывающую интенсивность второго скачка Λ_2 и угол разворота потока на нем β_2.

Из точки на второй поляре, соответствующей заданной Λ_2, выпускается третья поляра.

Пересечение третьей поляры с первой дает решение задачи. В случае, изображенном, на рис.6 отраженный разрыв (R на рис.4) - скачок уплотнения, интенсивность которого равна Λ_3.

Именно такая УВС подходит для сжатия потока в волновом компрессоре.

Если же заданная точка на второй поляре лежит внутри первой, то решение возможно только для точки пересечения ветви разрежения второй поляры с первой.

Такому случаю соответствует отраженный разрыв - волна разрежения.

Анализ для ЦЭВС выполняется полностью аналогично.

II.РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Рассмотрим границу области существование регулярной интерференции ДСУ. Этому случаю соответствует касание поляры

[5] Appendix 1

отраженного скачка с основной полярной (рис. 7).

При заданном числе Маха, задача определяется интенсивностями двух скачков, поэтому границы регулярной и нерегулярной интерференции образуют изолинии.

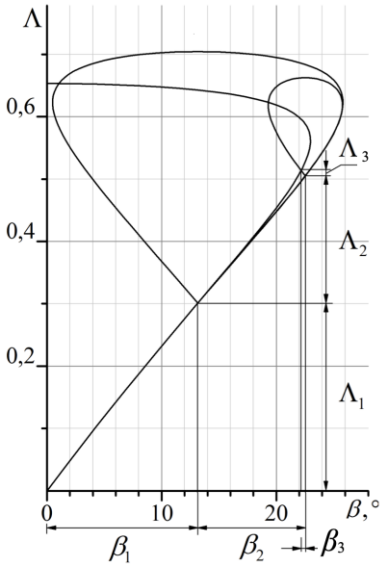


Рис.6. Решение задачи об интерференции догоняющих скачков уплотнения на плоскости поляр Буземана.[6]

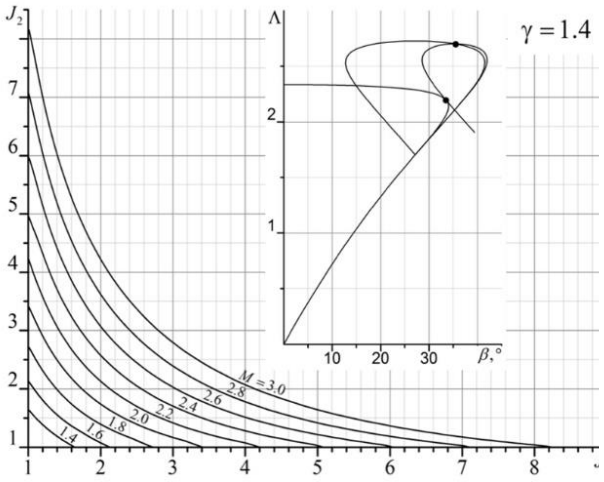


Рис.7. Граница регулярной и нерегулярной интерференции.[7]

На рис.7 область нерегулярной интерференции лежит выше изолинии.

Как видно, при равенстве интенсивности скачков, что соответствует решению Осватича об оптимальных системах ДСУ, на границе, разделяющей регулярную и нерегулярную интерференцию, интенсивность скачков небольшая. Так, даже при *M=3* она меньше 3, соответственно, суммарная степень сжатия будет меньше 9.

Систематические расчеты в широком диапазоне чисел Маха показали, что в типичных для волнового компрессора случаях интенсивность отраженного скачка примерно на порядок меньше, чем интенсивность ДСУ. Следовательно, с точки зрения потерь полного давления, оптимальной будет характеристическая УВС с отраженным слабым разрывом (разрывной характеристикой). Такой случай возможен, когда вторая поляра пересекает основную не только в исходной точке, соответствующей первому скачку, но и еще в одной точке.

На рис. 8 построены изолинии, связывающие при различных числах Маха от *M*=2,15 до *M*=3 интенсивности ДСУ в характеристической УВС. Зеленая, красная и синяя линия соответствуют *M* = 2.25, 2.5, 2.75. Пунктиром отмечены предельные интенсивности первого скачка, при которых возможно образование характеристической УВС.

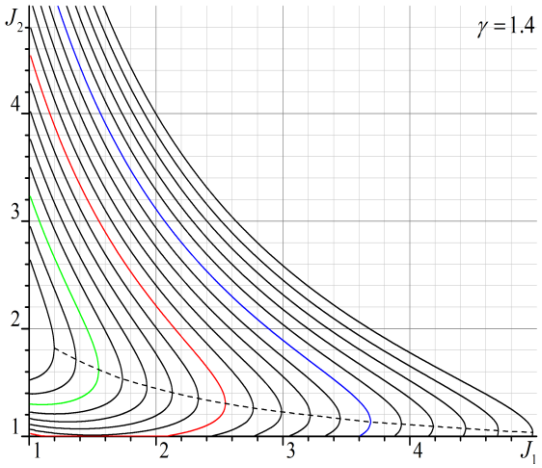


Рис.8. Связь интенсивностей приходящих скачков уплотнения J_1 и J_2 в характеристической ударно-волновой структуре.[8]

На рис.9 показаны возможные области существования характеристической УВС с ДСУ в зависимости от интенсивности первого скачка и числа Маха. Сравнивая значения $J_1=J_2$ на границе регулярной и нерегулярной интерференции (рис.7) с областями существования УВС с отраженным скачком (рис.9), можно прийти к выводу, что область оптимальных с точки зрения потерь полного давления УВС с отраженным скачком ограничена по числам Маха сверху. Малые же числа Маха *M* <2 неинтересны, т.к. не обеспечивают волновому компрессору необходимой степени сжатия. На рис.10 видно, что при *M*=2 область с отраженным скачком обширная, и

[6,7,8] Appendix 1

конструирование оптимальной УВС с J_1=J_2 не вызывает проблем. А при М=2,45 она существенно уже, и выполнить условие J_1=J_2 можно только в узком диапазоне (рис.11). При M>2,46 это вообще невозможно.

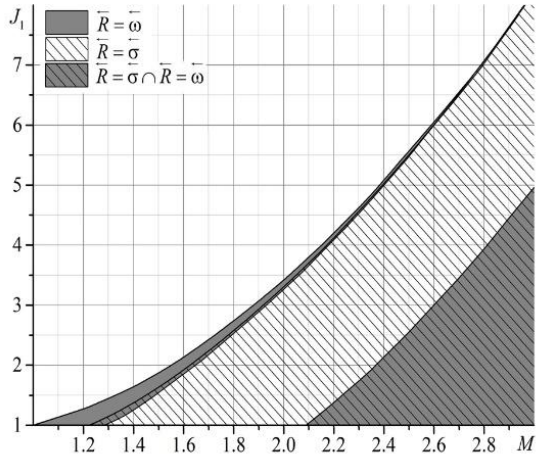


Рис. 9. Области существования различных типов отраженного разрыва в зависимости от числа Маха и интенсивности первого скачка.[9]

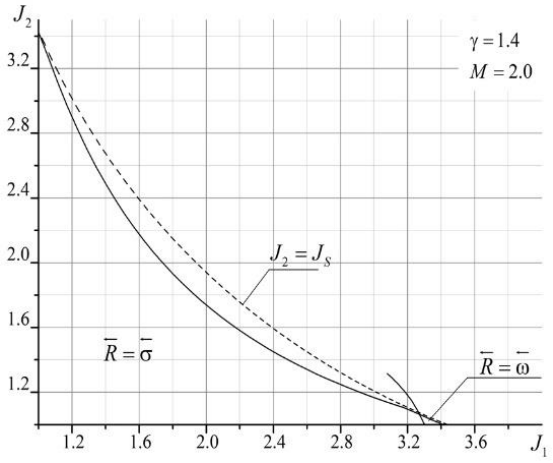


Рис. 10. Области существования отраженных разрывов: скачка уплотнения σ и волны разрежения ω.[10]

На рис.10,11 условно нанесена интенсивность второго скачка, соответствующая числу Маха за ним M=1. На практике такие УВС не реализуются, т.к. раньше наступает переход к нерегулярному типу интерференции и образование ножки Маха. При M <1.245 существование УВС ДСУ с отраженным скачком невозможно.

При M <2,089 область УВС с отраженной волной разрежения отсутствует. При M>2,089 область с отраженным скачком сужается, но оптимальную УВС такую, что J_1=J_2, построить можно без проблем вплоть до M=2,204. В промежутке между M=2,204 и M=2,46 выполнить условие J_1=J_2 можно, но необходимо следить за условием перехода к нерегулярной интерференции.

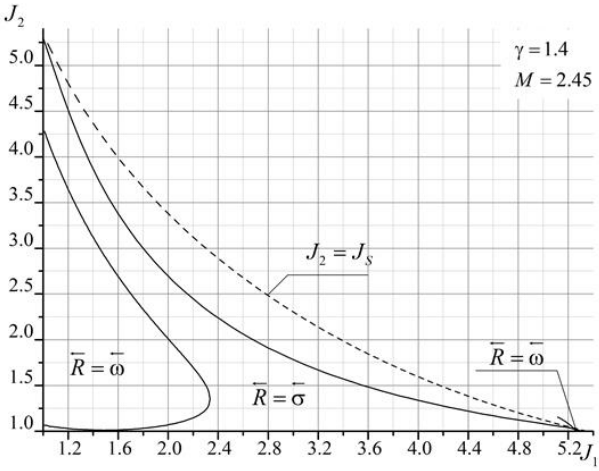


Рис.11. Области существования.[11]

Выполненный анализ, в определенной степени объясняет, почему для сверхзвуковых лайнеров первого поколения было выбрано число Маха полета M=2,2. Это число Маха близко к теоретическому пределу оптимальных двухскачковых воздухозаборников, для которых нет опасности возникновения нерегулярных УВС.

Таким образом, в качестве предельных относительно безопасных параметров для ударно-волновой ступени можно рекомендовать число Маха M=2,45 и суммарную степень сжатия порядка 5,3. Предельная степень сжатия, которая может быть получена в оптимальной УВС с двумя ДСУ, составляет 5,76. Для получения более высокой степени сжатия необходимо переходить к большему количеству скачков.

Рассмотрим сразу другой предельный случай - ЦЭВС. Анализ ЦЭВС проще, т.к. области существования УВС с различными типами отраженного разрыва зависят только от интенсивности ЦЭВС J_ω и числа Маха. Как и в случае с ДСУ, линия на плоскости $J_\omega - M$, соответствующая характеристической УВС имеет две ветви, т.е. имеются две области с отраженным скачком. Первая область не представляет интереса, т.к. числа Маха в ней близки к единице. Поскольку изоэнтропическая волна сжатия не может затормозить поток до скорости меньшей скорости звука, то область её существования ограничена сверху звуковой линией $J_{s\omega}$. Очевидно, что структура с отраженным разрывом - волной разрежения

[9,10,11] Appendix

ω является неудобной для сжатия потока, т.к. волна разрежения уменьшает суммарную степень сжатия. Первая область с отраженным скачком заключена между звуковой линией и первой ветвью характеристической линии.

Вторая область ограничена числом Маха M_w, при котором ударная поляра, соответствующая отраженному скачку, выпущенная из точки на поляре сжатия, с основной ударной полярой, соответствующей главному скачку, пересекаться не может (рис.12). Во второй области волновая структура является устойчивой и при малом изменении числа Маха или геометрии потока не изменяет свою структуру.

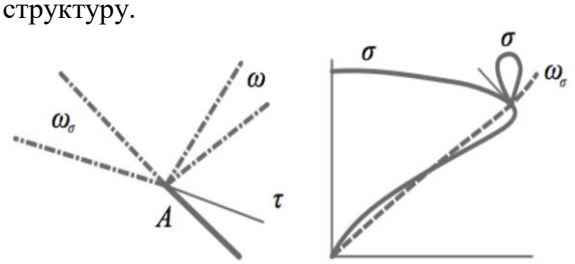


Рис. 12. Решение задачи на плоскости поляр для случая $M=M_w$.[12]

Для воздуха M_w=3,483. При числах Маха, больших M_w, отраженный скачок существовать не может. При числе Маха, соответствующей окружной скорости, M=2,8-3,48 интенсивность ЦЭВС изменяется в диапазоне примерно от 5.7 до 12. При более высоких степенях сжатия образуются нерегулярные ударно-волновые структуры.

Таким образом, используя оптимальную структурно устойчивую ЦЭВС, можно получить без потерь полного давления степень сжатия в одной ступени порядка J_ω = 10-12, при этом окружная скорость должна соответствовать M_H=3.2-3.48. Эти параметры превышают характеристики центробежных компрессоров.

При числах Маха больше 3 привлекательной кажется УВС с отраженной волной разрежения. Действительно, такие УВС позволяют получать очень высокие степени сжатия, но вопрос их структурной устойчивости требует дополнительного исследования. Возможность использования ЦЭВС с отраженной волной разрежения требует дополнительного исследования, т.к. увеличение интенсивности ЦЭВС приводит к увеличению интенсивности отраженной волны разрежения в широком диапазоне параметров, а это снижает суммарную степень повышения давления.

Таким образом, система двух догоняющих скачков и центрированная волна сжатия могут гарантированно обеспечивать степень сжатия приметно от 3,4 (M=2) до 12 (M=3,48). При этом ударно-волновая структура является структурно-устойчивой по отношению к внешним возмущениям давления и скорости потока.

В ЦЭВС потери полного давления не происходят.

В оптимальной системе двух ДСУ в рекомендованном диапазоне чисел Маха от 2 до 2,45 потери составляют 10 - 20%, т.е. примерно, как в центробежном компрессоре с аналогичной степенью сжатия.

При дальнейшем увеличении степени сжатия и число Маха на входе потери возрастают.

Прямой скачок - самая неэффективная ударно-волновая структура, характеризующаяся наибольшими потерями полного давления.

Описанный в работе волновой компрессор имеет следующие основные преимущества перед традиционным центробежным компрессором со сверхзвуковым лопаточным венцом: простота и прочность конструкции, компактность и пониженные потери полного давления в системе скачков.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье рассмотрена задача профилирования канала диффузора для оптимального сжатия с минимальными или нулевыми потерями полного давления. Показано, что сжатие в волновом компрессора может производиться в системе скачков уплотнения, разворачивающих поток в одну сторону, либо в центрированной изоэнтропической волне сжатия. В центре ударно-волновой структуры возникают главный скачок уплотнения и отраженный разрыв. Аналитически исследованы области существования ударно-волновых структур с отраженным разрывом: волной разрежения, ударной волной и слабым разрывом. Слабый отраженный разрыв соответствует наибольшей эффективности сжатия. Определены оптимальные скорости вращения, т.е. диапазон существования оптимального ударно-волнового компрессора.

Получены следующие наиболее важные результаты. Ударно-волновой компрессор с двумя ударными волнами одного направления может работать на оптимальном режиме

в диапазоне чисел Маха на входе от 2,089 до 2,46. При этом может быть получена степень сжатия в компрессоре 5,76. Для получения более высокой степени сжатия в одной ступени необходимо переходить к трем и более ударным волнам, что конструктивно сложно. Центрированная волна сжатия может обеспечить степень сжатия в одной ступени до 10-12. Число Маха на входе в колесо компрессора должно составлять от 3,2 до 3,48. При более высоких степенях сжатия образуются нерегулярные ударно-волновые структуры. Численные эксперименты показали, что теоретическая эффективность волнового компрессора выше, чем у традиционного центробежного и осевого, при скорости набегающего потока на входе в компрессор, соответствующей числу Маха, больше 2,2.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, Соглашение № 14.574.21.0151 (ЭБ 075-02-2018-1066), уникальный идентификатор прикладных научных исследований – RFMEFI57417X0151.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

[1]**Fig.1.** Shock wave compressor.

[2]**Fig.2.** Shock wave structure in the wave compressor.

[3]**Fig.3.** Overtaking shock waves.

[4]**Fig.4.** Unidirectional shock waves.

[5]**Fig.5.** Regular (a) and irregular (b) interference of overtaking shock waves

[6]**Fig.6.** The solution of the problem of the interference of overtaking shock waves on the plane of the Busemann polar.

[7]**Fig.7.** The borderline of regular and irregular interference.

[8]**Fig.8.** The intensity of the incident shock waves J_1 and J_2 in the characteristic shock-wave structure.

[9]**Fig.9.** Region of existence of different types of reflected discontinuity depending on the Mach number and the intensity of the first shock wave.

[10]**Fig.10.** Region of existence of reflected discontinuities: shock wave σ and rarefaction wave ω.

[11]**Fig.11.** Region of existence.

[12]**Fig.12.** Solution of the problem on the polar plane for the case $M = M_w$.

ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

1. Rumyancev M.YU., Zaharova N.E., Sigachev S.I. Primenenie lepestkovyh gazodinamicheskih podshipnikov v turbogeneratornyh agregatah maloj moshchnosti. Transportnye sredstva i energeticheskie ustanovki. 2014, № 4(22), tom 1. - M.: Izvestiya MGTU «MAMI». S.61-67.
2. Wardle F. Aerostatic bearings. Ultra-Precision Bearings. 2015, Pages 227–306.
3. Steele, Robert & Baldwin, Peter & Kesseli, James. (2005). Insertion of Shock Wave Compression Technology into Micro Turbines for Increased Efficiency and Reduced Costs. 10.1115/GT2005-68203.
4. P. Lawlor, Shawn & B. Hinkey, John & G. Mackin, Steven & Henderson, Scott & Bucher, Jonathan & M. Brown, Paul & Pudupatty, Ram. (2004). Supersonic Compression Stage Design and Test Results. 10.1115/IMECE2004-59914.
5. Kang, Weijia & Liu, Zhansheng & Cao, Zhixuan & Wang, Le & Wang, Gangwei. (2012). Numerical Research on Flow Characteristics of Inlet Flow-Path for Ram-Rotor. 10.1115/GT2012-68210.
6. Yang, Ling & Zhong, Jingjun & Ji ang, Han. (2011). Numerical Research of the Ram-Rotor with Different Geometric Parameters. Proceedings of the ASME Turbo Expo. 7. 10.1115/GT2011-46051.
7. Grosvenor, Allan & M. Brown, Paul & P. Lawlor, Shawn. (2006). Design Methodology and Predicted Performance for a Supersonic Compressor Stage. Proceedings of the ASME Turbo Expo. 6. 10.1115/GT2006-90409.
8. Grosvenor, Allan & A. Taylor, David & R. Bucher, Jonathan & J. Aarnio, Michael & M. Brown, Paul & D. Draper, Robert & P. Lawlor, Shawn. (2008). Measured and Predicted Performance of a High Pressure Ratio Supersonic Compressor Rotor. Proceedings of the ASME Turbo Expo. 6. 10.1115/GT2008-50150.
9. Zhang, G.-h & Liu, Z.-x & Kang, W.-j & Liu, Z.-s & Xin, Tian. (2012). Nonlinear dynamic characteristics of rotating ramjet rotor supported by hybrid gas bearing. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering. 228. 115-136. 10.1177/0954410012468688.
10. Han, Ji-ang & Guan, Jian & Zhong, Jingjun & Yuan, Chenguang. (2016). Effect of vane opening on aerodynamic performance of the ram-rotor test system. Journal of Thermal Science. 25. 207-215. 10.1007/s11630-016-0852-0.
11. Uskov V.N., Bulat P.V. Shock and detonation wave in terms of view of the theory of interaction gasdynamic discontinuities. Life Science Journal, 2014, 11(SPEC. ISSUE 8), c. 307-310.

[12] Appendix 1

12. Uskov V.N., Bulat P.V., Arkhipova, L.P. Classification of gas-dynamic discontinuities and their interference problems. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 2014, 8 (22), c. 2248-2254.
13. Osvatich K., Shvarcenberger R. Sbornik zadach i uprazhnenij po gazovoj dinamike. Perevod s nemeckogo V.A. Konotopa. M: Mir. - 1967. - 271 s.
14. Uskov V.N., Omel'chenko A. V. Optimal'nye dogonyayushchie skachki uplotneniya s ogranicheniyami na summarnyĭ ugol povorota potoka// PMTF RAN SO. 1999. T. 40. № 4.
15. Uskov V.N., Malozemov V.N., Omelchenko A. V. The minimization of the total presure loss acompaying the breakdown of a supersonic flow// Journal of Appl. Maths. Mech. 2000. Vol. 62. № 6.
16. Uskov V.N., Chernyshov M. V. Special and extreme triple shock-wave configurations. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. 2006. Vol. 47. №. 4.
17. Bulat P.V., Chernyshev M.V. Existence regions of shock wave triple configurations. International Journal of Environmental and Science Education, 2016, 11(11), c. 4844-4854.
18. Handbook of Shock Waves, Volumes 1–3. Academic Press, 2012. - 2012 p.
19. Bulat P.V. Interference of Same Direction Shocks . IEJME — Mathematics education. 2016, VOL. 11, NO. 5, 1051-1062 Article number: mathedu.2016.094.
20. Aerotermodinamika letatel'nyh apparatov v fotografiyah // Sostavitel' G.F.Glotov. Zhukovskij, CAGI, 2003. -173 s.
21. Bulat P.V., Zasuhin O.N., Uskov V.N. On classification of flow regimes in a channel with sudden expansion. Thermophysics and Aeromechanics, 2012, 19(2), c. 233-246.
22. Bulat P.V., Zasukhin O.N., Prodan N.V., Upyrev V.V., Silnikov M.V., Chernyshov M.V. Base pressure oscillations and safety of load launching into orbit. Acta Astronautica. SI:Space Flight Safety-2016. http://dx.doi.org/10.1016/j.actaastro.2016.11.042.
23. Bulat M.P., Bulat P.V. The analysis centric isentropic compression waves. World Applied Sciences Journal, 2013, 27(8), c. 1023-1026.
24. Busemann, A. Hodographenmethode der Gasdynamik [Text] / A. Busemann // ZAMM. – 1937. – Vol. 17, Issue 2. – P. 73 – 79.
25. Kawamura R., Saito H., 1956. Reflection of Shock Waves-1 Pseudo-Stationary Case. Journal of the Physical Society of Japan, 11(5): 584.

Сведения об авторах.

Левихин Артем Алексеевич.
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова.
Кандидат технических наук.
Область интересов: газотурбинная техника.
E-mail: levihin1981@gmail.com

Волобуев Игорь Алексеевич.
Университет ИТМО.
Область научных интересов: компрессорная техника.
E-mail: volobuev_ig@mail.ru

Numerical Simulation of Heat Transfer in Channel with a Longitudinal Pressure Gradient

Tsynaeva A.A.
Samara State Technical University
Samara, Russian Federation

Abstract. The work is devoted to the study of heat transfer in channels with a longitudinal pressure gradient. The aim of the work is to develop methods for increasing the heat transfer intensity in channels with a longitudinal pressure gradient. The goal was achieved by developing the original design of the surface intensifier, made in the form of a horseshoe-shaped dimples, as well as by conducting heat transfer studies in the channel with a longitudinal pressure gradient and dimples of various geometries and locations. It was found that a numerical solution using the k-epsilon turbulence model shows not sufficiently stable results, including the values of local heat transfer coefficients can exceed 2 ... 2.5 times their actual values for a single dimple. Moreover, the use of the k-w-sst turbulence model shows more stable results. The most significant results obtained in the work are as follows: it was revealed that the use of holes, their geometry and location have a significant effect on the heat transfer intensity in a channel with a longitudinal pressure gradient; the design of the original horseshoe-shaped dimples has been developed, the use of which allows to intensify heat transfer by 13 ... 47% depending on the Reynolds number when they are arranged in three rows in the corridor order compared to staggered hemispherical dimples; when comparing the efficiency of using the developed dimples with hemispherical holes installed in three rows in the corridor order, the heat transfer increased by 21 ... 51% when the Reynolds number changed from 3000 to 15000.
Keywords**:** cooling system, turbine blades, heat transfer, pressure gradient, simulation, channel, dimples.
DOI: 10.5281/zenodo.3367076

Studiu numeric de schimb de căldură într-un canal cu un gradient de presiune longitudinal

Țînaeva A.A.
Universitatea tehnică de Stat din Samara
Samara, Federația Rusă

Rezumat. Lucrarea este dedicată studiului transferului de căldură în canale cu gradient de presiune longitudinal. Scopul lucrării este de a elabora metode pentru creșterea intensității transferului de căldură în canale cu un gradient de presiune longitudinal. Obiectivul a fost realizat prin elaborarea designului inițial al intensificatorului de suprafață, realizat sub forma unei găuri în formă de potcoavă, precum și prin efectuarea de studii de transfer de căldură în canal cu un gradient longitudinal de presiune și puțuri de diferite geometrii și locații. S-a constatat că o soluție numerică folosind modelul de turbulență k-epsilon arată rezultate insuficient de stabile, inclusiv valorile coeficienților de transfer de căldură locală pot depăși de 2 ... 2,5 ori valorile lor reale pentru un singur puț. Mai mult, utilizarea modelului de turbulență k-w-sst arată rezultate mai stabile. Rezultatele cele mai semnificative obținute în această lucrare sunt următoarele: s-a relevat că utilizarea găurilor, geometria și amplasarea lor au un efect semnificativ asupra intensității transferului de căldură într-un canal cu un gradient longitudinal de presiune; a fost elaborat designul găurilor originale în formă de potcoavă, a căror utilizare permite intensificarea transferului de căldură cu 13 ... 47% în funcție de numărul Reynolds atunci când sunt dispuse în trei rânduri în ordinea coridorului în comparație cu găurile emisferice dintr-un model de tablă de control; la compararea eficienței utilizării găurilor dezvoltate cu găuri emisferice instalate în trei rânduri în ordinea coridorului, transferul de căldură a crescut cu 21 ... 51% când numărul Reynolds s-a schimbat de la 3000 la 15000.
Cuvinte-cheie**:** sisteme de răcire, palete de turbină, transfer de căldură, gradient de presiune, modelare, canal, puțuri.

Численное исследование теплообмена в канале с продольным градиентом давления

Цынаева А.А.
Самарский государственный технический университет
Самара, Российская Федерация

Аннотация**.** Работа посвящена исследованию теплообмена в каналах с продольным градиентом давления. Целью работы является разработка методов повышения интенсивности теплообмена в каналах с продольным градиентом давления. Поставленная цель была достигнута за счёт разработки

©Цынаева А.А., 2019

оригинальной конструкции поверхностного интенсификатора, выполненного в виде подковообразной лунки, а также проведением исследования теплообмена в канале с продольным градиентом давления и лунками различной геометрии и расположения. Было установлено, что численное решение с использованием k-epsilon модели турбулентности показывает недостаточно стабильные результаты, в том числе, значения локальных коэффициентов теплоотдачи могут до 2...2.5 раз превышать их действительные значения для одиночной лунки. При этом использование k-w-sst модели турбулентности показывает более стабильные результаты. Наиболее значимыми результатами, полученными в работе являются следующие: выявлено, что применение лунок, их геометрия и расположение оказывают значительное влияние на интенсивность теплообмена в канале с продольным градиентом давления; разработана конструкция оригинальных подковообразных лунок, применение которых позволяет интенсифицировать теплообмен на 13 ... 47% в зависимости от числа Рейнольдса при их расположении в три ряда в коридорном порядке по сравнению с полусферическими лунками в шахматном порядке; при сравнении эффективности применения разработанных лунок с полусферическими лунками, установленными в три ряда в коридорном порядке, рост теплоотдачи составил 21...51% при изменении числа Рейнольдса от 3000 до 15000. Исследования выполнялись методом численного решения уравнения сохранения массы (уравнения неразрывности), уравнения сохранения количества движения (в форме Навье-Стокса), уравнения сохранения энергии. Численные исследования проведены в достаточно широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса Re=3000...70000. Исследование проводилось с использованием численных методов, адекватность которых была подтверждена сопоставлением с опытными данными.

Ключевые слова: системы охлаждения, лопатки турбин, теплообмен, градиент давления, моделирование, канал, лунки.

ВВЕДЕНИЕ

Для повышения эффективности ТЭС, ТЭЦ используются газотурбинные установки, в том числе и авиационные. Эффективность газотурбинных установок пропорционально возрастает с ростом давления и температуры рабочего тела. Это требует разработки эффективных систем охлаждения высокотемпературных элементов газотурбинных установок [1-3]. Наиболее нагруженными в этом отношении являются лопатки турбин. Из данных исследований, представленных в работах [1-4], видна существенная неравномерность интенсивности теплообмена по поверхности спинки и корыта лопатки (так коэффициент теплоотдачи изменяется от 1000 до 2500 Вт/(м^2·К) по обводу профиля лопаток). Таким образом, задача повышения эффективности охлаждения становится особенно актуальной не только для газотурбинных установок ТЭС, ТЭЦ, но и для авиационной техники, так как в качестве охладителя используется воздух, отбираемый от компрессора, а, следовательно, существенные гидравлические потери в трактах охлаждения могут привести к снижению мощности двигательной установки авиалайнеров [1,2,4]. Так как, межлопаточные каналы представляют из себя каналы с градиентом давления, то требуется разработка и исследование эффективных систем охлаждения, действующих при наличии продольного градиента давления. Кроме того, для снижения гидравлических потерь переходные каналы в газотурбинных установках, тракты систем охлаждения высокотемпературных элементов газовых турбин могут выполняться в виде каналов с продольным градиентом давления. Такие каналы широко применяются не только в газотурбостроении, но и в дизельных установках, в теплообменниках для интенсификации теплообмена. При этом градиент давления значительно влияет на теплообмен и гидравлическое сопротивление каналов [5-8, 9,10], в том числе в системах охлаждения лопаток турбомашин [11-14,18-21]. При этом следует учесть, что положительный и отрицательный продольный градиент давления оказывают различное влияние на теплообмен [5,6,9,10,22].

В этой связи, перспективные разработки систем конвективно-плёночного охлаждения [1-4, 11-13], в том числе с подачей охладителя в плёнку из лунок или траншей для предотвращения его уноса [13,14], будут работать именно в условиях продольного градиента давления. То есть, на теплообмен в лунках, в охлаждающей плёнке будет оказываться дополнительное влияние градиента давления. Существующие системы охлаждения теплонапряженных элементов газовых турбин (лопаток) подразделяются на

внутренние, плёночные (заградительные) и комбинированные. Комбинированные системы охлаждения лопаток турбин включают в себя внутренние охлаждающие каналы различной конфигурации с интенсификаторами теплообмена различного типа (оребрение, акустические, градиентные, вихревые и т. д.) и плёночное (заградительное) охлаждение, реализуемое подачей охладителя на внешние поверхности лопаток. Применение комбинированных систем обуславливается высоким уровнем температур в тракте газовой турбины, при котором нецелесообразно применение плёночного охлаждения отдельно от внутреннего. Так, как на эффект охлаждения будет оказывать влияние градиент давления и наличие лунок, из которых в перспективных системах комбинированного охлаждения осуществляется подача охладителя в плёнку, то становится необходимым выявить влияние градиента давления на теплообмен в лунках, как одиночных, так и их групп.

При этом имеющиеся исследования теплообмена в каналах с градиентом давления [9,10,22] и теплообменных процессов в системах охлаждения лопаток турбомашин с подачей охладителя через градиентные каналы [2,4,20] или из полусферических лунок [11,12,13,14,20,21,23] содержат существенный недостаток данных о влиянии на теплообмен в канале с продольным градиентом давления лунок сложной формы. У сложных форм лунок, приближающимся к траншеям (подковообразные лунки, овальные лунки и т. д.) характеристики теплообмена могут быть эффективнее традиционных полусферических лунок. Таким образом, до настоящей работы не было получено ни численными методами, ни с помощью экспериментальных исследований данных о влиянии на теплообмен в каналах с продольным градиентом давления подковообразных лунок. Это открывает новые возможности для исследований и разработки новых более эффективных систем комбинированного охлаждения лопаток турбомашин, теплообменных аппаратов для газообразных сред и т.д.

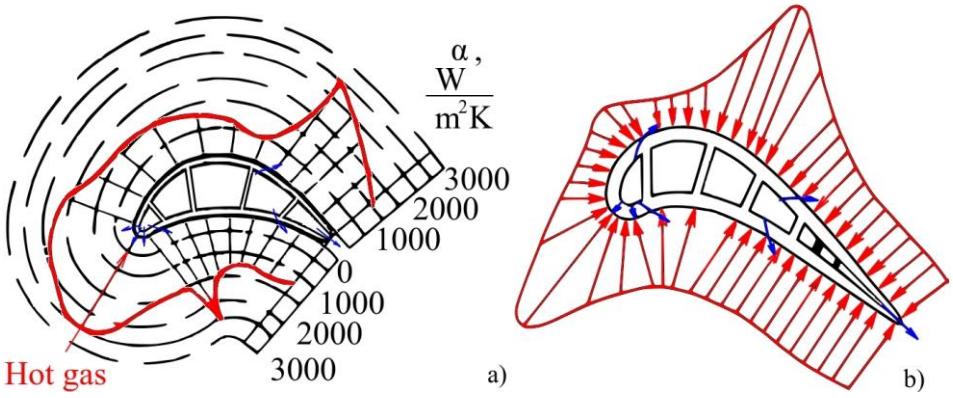
В связи с тем, что на современном этапе разработки газотурбинных установок, систем охлаждения, теплообменных аппаратов их проектирование основано на численном моделировании, то исследование проводится численным методом. Применение численных методов обусловлено тем, что использование критериальных уравнений подобия для расчёта интенсивности теплообмена будет иметь достаточно высокий уровень погрешностей, что существенно может сказаться на установлении ресурса газотурбинной установки. Несмотря на то, что газотурбинные установки на ТЭЦ и ТЭС работают при существенно более низких температурах газового потока (до 1700^{o}C), чем авиационные (от 2000^{o}C), срок их службы, а, следовательно, ресурс должен значительно превышать срок службы авиационных установок. Поэтому применение критериальных уравнений не является достаточно оправданным. В этой связи, при разработке эффективных решений при проектирования комбинированных систем охлаждения и их отдельных элементов целесообразно применять программные комплексы и облачные сервисы с графическим интерфейсом со свободной лицензией и открытым программным кодом [15-17]. В этой связи, данная работа посвящена численному исследованию теплообмена в каналах с продольным градиентом давления при наличии подковообразных лунок оригинальной геометрии.

I. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН

В связи с высоким уровнем температур (1700 ^{o}C - для стационарных установок, свыше 2000 ^{o}C - для авиационных) в газотурбинном тракте для охлаждения лопаток турбомашин наибольшее распространение получили системы конвективно-пленочного охлаждения, сочетающие в себе отвод теплоты по внутренним охлаждающим трактам и пленочно-заградительное охлаждение. Схемы действия таких систем с интенсивностью теплообмена на поверхности турбинной лопатки по данным известных с 1985 года работ Локая В.И. и др., а также работ Han J.C. с соавторами показаны на рис. 1. [1,2,4].

Несмотря на то, что положение всплесков интенсивности теплообмена в источниках (рис. 1) несколько отличается, но максимальная величина теплоотдачи фиксируется на передней входной кромке (см. рис. 1) лопатки. В этой связи, наиольший расход охладителя, согласно данным работы

[18] на плёнку подается именно на эту поверхность. Следующими по величине относительного расхода охлаждающего воздуха, подаваемого на плёнку, будут отверстия, располагаемые в зонах наличия резких всплесков интенсивности теплообмена на корыте и спинке турбинной лопатки (рис. 1).



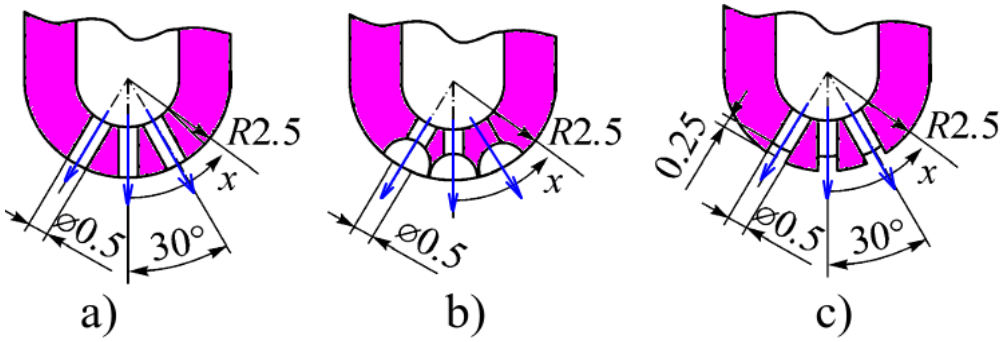
a - *experimental data of [1],* b - *data of [2,4].*

Fig. 1. Heat exchange intensity on the surface of the turbine blade with film cooling scheme.

a - *экспериментальные данные работы [1]*, b - *данные работ [2,4]*.

Рис. 1. Интенсивность теплообмена на поверхности турбинной лопатки со схемой конвективно-пленочного охлаждения.

Однако несмотря на реализацию заградительного плёночного охлаждения зачастую на поверхностях турбинных лопаток происходит интенсивное разрушение плёнки охлаждения. Для предотвращения её уноса подача охлаждающего воздуха в плёнку осуществляется из лунок, каверн, траншей, градиентных каналов [13,14,18,19,20]. В работе [13] методом численного моделирования с помощью коммерческого программного пакета Ansys CFX была проанализирована эффективность пленочного охлаждения входной кромки лопатки при подаче охлаждающего воздуха из традиционных каналов (рис. 2, a), из полусферических лунок (рис. 2, b) и из траншей (рис. 2, c).



a- *supply of cooling air by the traditional method*, b- *supply of cooling air from hemispherical wells*, c- *supply of cooling air from the trenches.*

Fig. 2. Schemes of cooling air supply to the edge of the turbine blade [13].

a- *подача охлаждающего воздуха традиционным методом*, b- *подача охлаждающего воздуха из полусферических лунок*, c- *подача охлаждающего воздуха из траншей*.

Рис. 2. Схемы подачи охлаждающего воздуха на кромку лопатки турбины [13].

Проведённые в работе [13] исследования выявили, что применение полусферических лунок для плёночно-заградительного охлаждения передней кромки будет эффективнее традиционной схемы (рис. 2, a) только при значительных параметрах вдува

(при коэффициенте обдува m=2), при прочих условиях для передней кромки оказывается эффективнее традиционная схема (рис. 2, b). Однако в работе [13] не указано учитывалось ли влияние продольного градиента давления или нет. Кроме того, из работы [13] не ясно, как определялась степень турбулентности потока, которая наряду с градиентом давления оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена [7,8]. В работах [13,14] численно проанализирована эффективность плёночного охлаждения при подаче воздуха из траншеи. Выявлено, что эффективность охлаждения определяется параметрами вдува и зависит от распространения потока по траншее, позволяющего повысить равномерность распределения охлаждающего воздуха. Однако к некоторому недостатку работ [13,14] можно отнести то, что при использовании известного коммерческого пакета не приведены данные по проверке адекватности результатов моделирования.

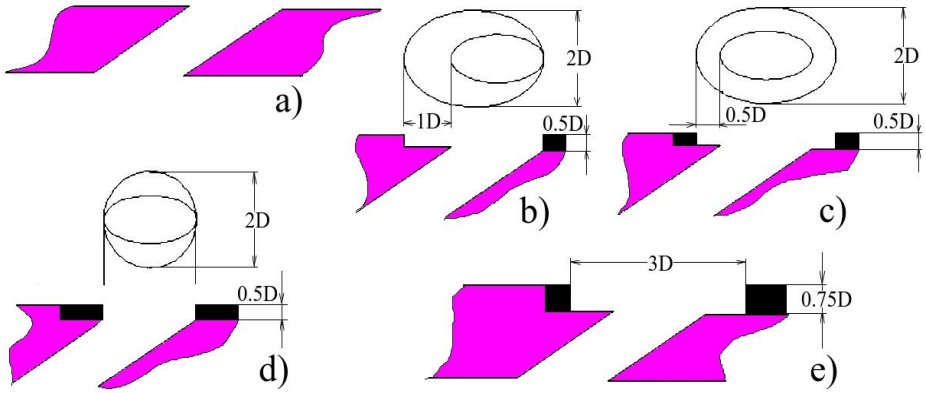
Работа [18] посвящена анализу особенностей выхода охлаждающего воздуха в газовый тракт при реализации пленочного охлаждения, и выявлено, что наличие дополнительных малоразмерных канавок на поверхностях лопатки может оказать существенное влияние на надежность работы системы охлаждения. Кроме того, выявлено влияние параметров газового потока на распределение охлаждающего воздуха на передней кромке лопатки. Однако в работе [18] не представлены данные по величине интенсивности теплообмена на поверхностях лопатки.

В работе [19] выполнено исследование разрушения плёнки охлаждающего воздуха и эффективности охлаждения при подаче потока из каверн различной конфигурации (см. рис. 3).

Выявлено, что наличие каверн увеличивает эффективность охлаждения до 50%. Некоторым ограничивающим фактором работы [19] является то, что рассмотренная глубина каверны составляет 0.5 калибра. При этом в работе не учитывалось наличие продольного градиента давления, имеющегося в реальных газотурбинных установках, и оказывающего существенное влияние на теплообмен [7,8,21].

Исследования, выполненные в работе [20], осуществлены для лопаток турбин высокого давления.

В работе [20] исследовалось влияние формы и угла наклона выпускного канала на эффективность плёночного охлаждения. Диапазон изменения числа Маха составлял M=0.4...1.5. В том числе, были исследованы лопатки с отверстиями, не только имеющими угол наклона, но и градиент давления.



a- *supply of cooling air from the inclined channel*, b- *supply of cooling air from the asymmetric cavity*, c- *supply of cooling air from the symmetrical cavity, d- supply of cooling air from the cavity, e - supply of cooling air from the wide cavity.*

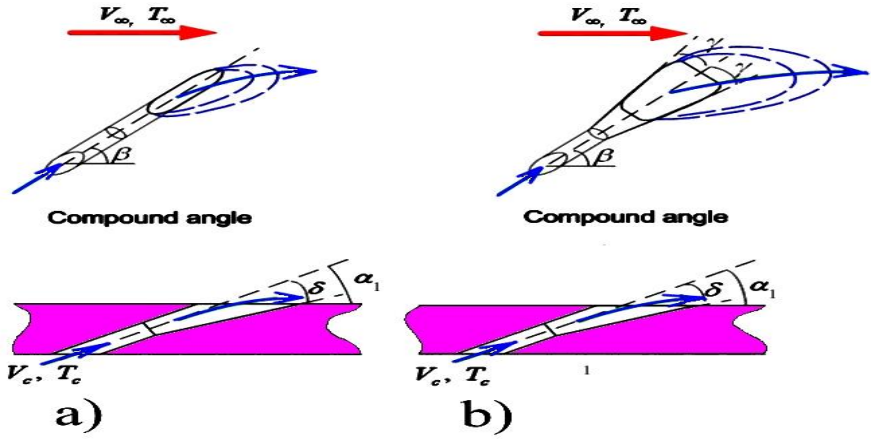
Fig. 3. Schemes of air flow into film cooling [19].

a- *подача охлаждающего воздуха из наклонного канала*, b- *подача охлаждающего воздуха из несимметричной каверны*, c- *подача охлаждающего воздуха из симметричной каверны, d- подача охлаждающего воздуха из каверны, e - подача охлаждающего воздуха из широкой каверны*.

Рис. 3. Схемы подачи воздуха на плёночное охлаждение [19].

Для настоящего исследования наибольший интерес вызывает форма каналов для создания охлаждающей плёнки, представленная на рис. 4, и исследованная в работе [20]. Такие

обратно расположенные веерообразные отверстия (рис. 4) по данным работы [20] показали более равномерное распределение охлаждающего воздуха по поверхности лопатки. Однако в работе [20] исследовалось только распределение охладителя при угле раскрытия канала в 10 градусов без сглаживания перехода от цилиндрической области к конусообразной, что значительно ограничивает применимость полученных в работе [20] результатов исследования.



a, b- *reverse fan-shaped channels to create a cooling film on the surface of the blade*.

Fig. 4. Schemes of backward fan-shaped channels [20].

a, b- *обратно расположенные веерообразные каналы для создания охлаждающей плёнки на поверхности лопатки*.

Рис. 4. Схемы обратно расположенных веерообразных каналов [20].

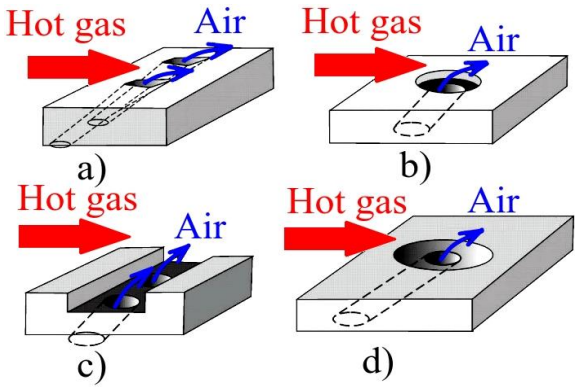
В исследовании [21], посвящённом рассмотрению современных способов плёночного охлаждения при наличии ускорения потока, показано различное влияние ускорения на эффективность схем подачи охлаждающего воздуха на плёнку (рис. 5). Из анализа данных, представленных в [22] следует, что применение фасонных отверстий, конфигурация которых приближена к щелевым отверстиям, формирует безотрывное обтекание при значительных параметрах вдува. При этом наличие фасонных отверстий (рис. 5) при наличии продольного градиента давления приводит далее по течению газового потока к снижению эффективности охлаждения по сравнению с потоком без ускорения. В работе [22] также выявлено, что свойства охлаждающего газа существенно влияют на эффективность плёночного охлаждения. Так вдув углекислого газа менее эффективен, чем вдув воздуха [22]. Следует отметить, что исследования, представленные в [22], выполнены при степени турбулентности внешнего потока Tu=6%. При наличии же градиента давления действительное значение степени турбулентности может отличаться от Tu=6%.

Для однорядной системы кратеров [21] при наличии ускорения потока газа выявлено, что при параметре ускоренности K=2...3 $\cdot 10^{-6}$ эффективность охлаждения снижается до 8%.

Имеющиеся результаты при реализации вдува из траншей [21] показывают, что их применение при наличии отрицательного продольного градиента давления в зависимости от параметров вдува охлаждающего потока ведёт к снижению эффективности охлаждения.

Наличие продольного отрицательного градиента давления при вдуве из сферических углублений снижает интенсивность охлаждения поверхности до 15% при небольших значениях параметра вдува. При увеличении интенсивности вдува охлаждающего потока на плёнку снижение эффективности составляет от 5...8% [21].

Таким образом, для интенсификации охлаждения высокотемпературных поверхностей газовых турбин используются, в основном, каналы с продольным градиентом давления (рис. 4), каверны, лунки и траншеи, работающие также в условиях наличия продольного градиента давления.



a- *shaped holes*, b- *crater*, 3- *trench*, 4- *spherical dimples.*

Fig. 5. Schemes of the cooler to form a film from holes of different geometry.

a- *фасонные отверстия*, b- *кратер*, 3- *траншея,* 4- *сферические углубления.*

Рис. 5. Схемы подачи охладителя для формирования плёнки из отверстий различной геометрии.

Кроме того, проведённый анализ имеющихся работ, выявил некоторый недостаток данных по влиянию на эффективность охлаждения различной геометрии лунок, используемых для формирования плёнки [11,12,13,14,20,21,23]. Также имеется некоторый пробел в данных по влиянию схемы расположения лунок на эффективность охлаждения при наличии градиента давления.

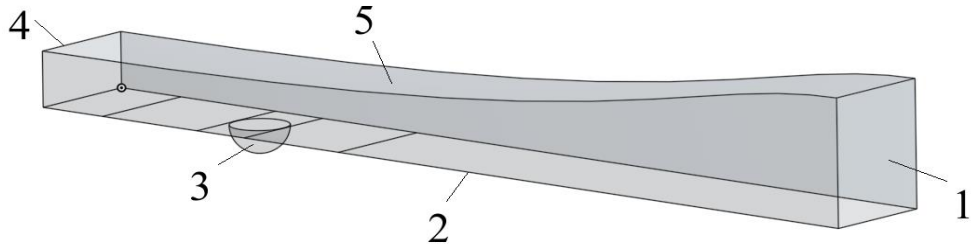
В этой связи, настоящая работа посвящена численному исследованию теплообмена в канале с продольным градиентом давления при наличии одной или группы лунок различной геометрии и расположения.

II. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Так, как проведённый анализ научно-технических источников [1-14, 18-22] показал насущную необходимость исследования влияния на теплообмен продольного градиента давления при наличии в канале траншей, каверн или лунок, поэтому в качестве объекта численного исследования выбран канал с изменяющейся по длине площадью прямоугольного сечения. При этом для снижения гидравлических потерь канал по длине был спрофилирован по формуле Витошинского [24]:

$$r(l_i)=\frac{r_1}{\sqrt{1-\left[1-\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]\frac{\left[1-(l_i/l)^2\right]^2}{\left[1+\frac{1}{3}(l_i/l)^2\right]^3}}}, \quad (1)$$

где $r(l_i)$ - радиус канала, изменяющийся по длине; r_1, r_2 - радиус канала на входе и выходе соответственно; l_i - расстояние от входа в канал; l - длина канала. Для анализа сеточной сходимости численного исследования была выбрана геометрия расчетной области, представленная на рис. 6, соответствующая экспериментам из работ [7,8,24]. Длина и размеры канала были приняты такими же, как в работе [24]: l=0.843 m; l_i=0...0.843; r_1=0.116 m; r_2=0.1 m (рис. 6). В качестве метода исследования использовано численное решение уравнения сохранения массы (уравнение неразрывности), уравнения сохранения количества движения (Навье-Стокса), уравнения сохранения энергии и уравнения состояния. Для решения использован RANS подход с привлечением k-w-sst [25] и k-epsilon [26] моделей турбулентности. В качестве программной реализации численного решения выбран программный комплекс Code Saturne [15] со свободной лицензией и открытым программным кодом, а также облачный сервис SimScale [16]. На рис. 7 показаны результаты сравнения численного решения для различных сеток и моделей турбулентности с экспериментальными данными [7,8,24] по исследованию теплообмена в одиночной полусферической лунке при наличии продольного градиента давления. Условия моделирования: рабочая среда – воздух, скорость потока U=15.93 m/sec, d=0.06988 m, Re=$7\cdot10^4$, q_{dimple}=500 W/m^2, необогреваемые стенки канала – боковые, спрофилированная (стенка 5, см. рис. 6) и горизонтально-расположенная (стенка 2, см. рис. 6).



1,4- *entry and exit channel, respectively*, 2- *horizontal wall*, 3- *heated hemispherical dimple*, 5- *profiled wall*.

Fig. 6. Geometry of the computational domain for validation of the research method.

1,4- *вход и выход канала соответственно*, 2- *горизонтально-расположенная стенка*, 3- *полусферическая обогреваемая лунка*, 5- *спрофилированная стенка*.

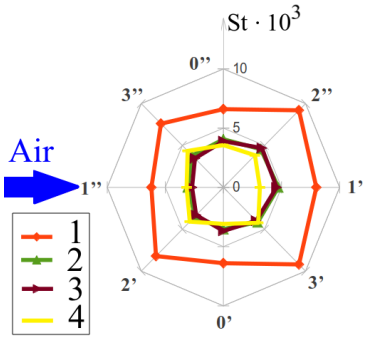
Рис. 6. Геометрия расчетной области для проверки адекватности метода исследования.

На рис. 7 показаны результаты численного решения при использовании k-w-sst [25] модели турбулентности при численном решении в Code_Saturne [15]. На рис. 8 представлены результаты сравнения численного решения с привлечением k-epsilon [26] модели турбулентности в том же программном комплексе. Такое же сравнение, но для данных, полученных с помощью облачного сервиса SimScale (с моделью турбулентности k-w-sst), представлены на рис. 9.

Из рис. 7 видно, что численно определённые значения интенсивности теплообмена в одиночной лунке в канале с градиентом давления при использовании модели турбулентности k-w-sst [25] и программного комплекса Code_Saturne [15] показывают стабильные, но несколько заниженные по сравнению с экспериментом (до 20%) результаты для различных сеток. Это может быть следствием не только некоторого несовершенства математической модели, но в некоторой степени и связано отличием величины градиента давления при численном исследовании от значения продольного градиента при реализации эксперимента [7,8,24].

Данные, представленные на рис. 8, показывают, что применение стандартной k-epsilon [25] модели турбулентности при численном решении задачи теплообмена в канале с градиентом давления и одиночной лункой показывает достаточно большой разброс решений для различных сеток.

То есть, не наблюдается достаточно стабильных результатов, следовательно, при дальнейших исследованиях данная модель турбулентности для решения поставленной задачи исследования теплообмена в канале с градиентом давления и лунками не применялась.



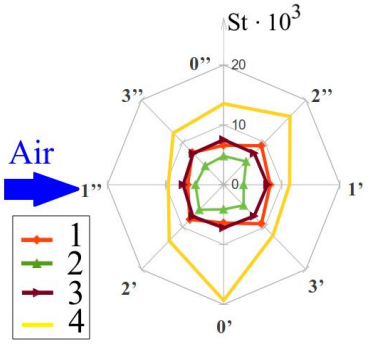
1 – эксперимент для dP/dx=32 sek^{-1} [7,8]; 2 – численное решение для dP/dx=28 sek^{-1} в Code_Saturne с сеткой в 0.97 mln ячеек; 3 – то же для сетки 1.34 mln ячеек; 4 – тоже для сетки 0.2 mln ячеек.

Рис. 7. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности сферического углубления (при расчете с моделью турбулентности k-w-sst).

В этой связи, следует сравнить не только результаты по интенсивности теплообмена в одиночной лунке, но и во всем канале с градиентом давления.

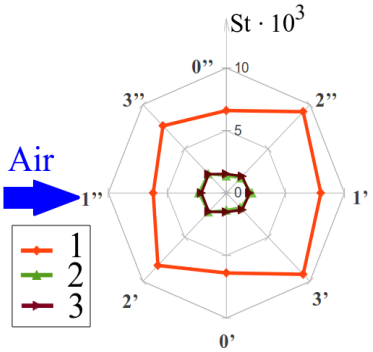
Рис. 9 показывает существенно более низкие значения интенсивности теплообмена в одиночной лунке, расположенной в канале с градиентом давления (рис. 6) для всех имевшихся размерностей сетки. В этой связи, в данной работе эти результаты далее рассматриваться не будут.

Таким образом, имеющиеся результаты численного исследования (рис. 7-9) требуют более детального рассмотрения интенсивности теплообмена в самом канале при наличии градиента давления



1 – эксперимент для dP/dx=32 sek^{-1} [7,8]; 2 – численное решение для dP/dx=28 sek^{-1} в Code_Saturne с сеткой в 0.97 mln ячеек; 3 – то же для сетки 1.34 mln ячеек; 4 – тоже для сетки 0.2 mln ячеек.

Рис. 8. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности сферического углубления (при расчете с моделью турбулентности k-epsilon).



1 – эксперимент для dP/dx=32 sek^{-1} [7,8]; 2 – численное решение для dP/dx=28 sek^{-1} в облачном сервисе SimScale с сеткой в 0.97 mln ячеек; 3 – то же для сетки 6.0 mln ячеек.

Рис. 9. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности сферического углубления (при расчете в облачном сервисе SimScale).

Из анализа данных (рис. 7-9) можно сделать вывод, что удовлетворительные результаты численного моделирования данной задачи могут быть получены на расчётной сетке с числом ячеек 0.97 mln. В этой связи, моделирование выполнялось далее на сетках с количеством расчётных ячеек не менее 1 mln.

На рис. 10 показаны результаты проверки адекватности численного исследования теплообмена в канале с градиентом давления (рис.6) посредством сравнения с результатами расчёта по обобщённым критериальным уравнениям [26,27,28]. Критериальное уравнение Дыбан Е.П., Эпик Э.Я.:

$$St / St_{00} = \left(1 + 3 \cdot Tu \cdot 6 \cdot Tu^2\right) \cdot (1 + P)^n , \qquad (2)$$

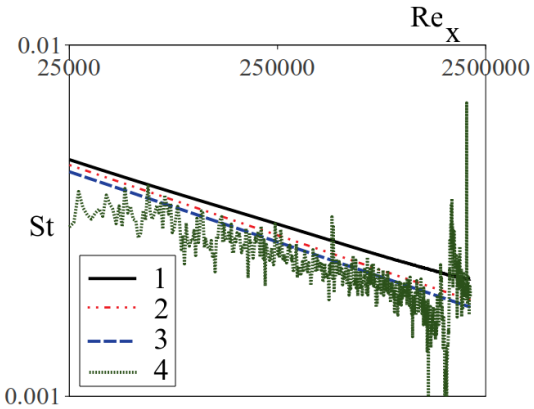
где Tu – степень турбулентности, St_{00} – безразмерный коэффициент теплоотдачи в пограничном слое [29,30] при отсутствии продольного градиента давления и интенсивной турбулентности $(dP/dx = 0, Tu = 0)$, $P = \frac{x}{U_e} \cdot \frac{dU_e}{dx}$ – параметр давления, x – координата, U_e – скорость, $n = 1{,}73 \cdot Tu - 0.212$ – показатель степени [27].

Выражение для расчёта безразмерного коэффициента теплоотдачи по [26], учитывающее влияние турбулентности при $Tu \neq 0$:

$$St / St_{00} = \left(1 + 0{,}41 \cdot th\left(0{,}2 \cdot Tu\right)\right), \qquad (3)$$

Теплоотдача для конфузоров может быть аппроксимирована следующим образом:

$$Nu_x = 0{,}024 \cdot Re_x^{0,8} . \qquad (4)$$



1 – расчет по обобщенному критериальному уравнению Дыбан Е.П., Эпик Э.Я. [27], 2 – расчет по выражению Жукаускас А.А.[26], 3 – расчет по аппроксимации (4), 4 – результаты численного решения на сетке в 1 mln ячеек в Code_Saturne с моделью турбулентности k-w-sst.

Рис. 10. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности канала с продольным градиентом давления.

Из анализа рис. 10 видно, что результаты численного расчёта достаточно качественно совпадают с данными, полученными по обобщающим критериальным уравнениям, резкое колебание интенсивности теплообмена обусловлено только наличием полусферической лунки перед выходом из

канала (рис. 6). Качество совпадения результатов численного исследования и обобщённых экспериментальных данных значительно выше, чем при расчете теплообмена в отдельной лунке.

III. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛЕ С ГРАДИЕНТОМ ДАВЛЕНИЯ И ЛУНКАМИ

Численное исследование было выполнено для канала с градиентом давления, прямоугольного сечения с изменяющейся площадью по длине. Изменение геометрии канала осуществлялось по формуле (1) Витошинского. При этом на горизонтально-расположенной стенке канала были размещены лунки h/D≈0.5, h – глубина лунки, D – диаметр лунки, шаг размещения лунок $S=S_1=S_2=D$. Лунки размещались в коридорном и шахматном порядке в три ряда. Кроме того, было выполнено исследование теплообмена в канале с подковообразными лунками [31]. Площади пятен сферических и подковообразных лунок совпадали. Геометрия подковообразной лунки представлена на рис. 11, размеры на этом рисунке указаны в миллиметрах. Подковообразные лунки также размещались на стенке канала 2 (рис. 6) в три ряда коридорном порядке. Расчётная область представляла из себя канал с градиентом давления и лунками, которая была разбита на 1 mln расчётных ячеек по результатам анализа сеточной сходимости (рис. 7-9).

Условия моделирования: вход и выход канала обозначены на рис. 6, скорость на входе соответствует критерию Рейнольдса Re_d=9000, обогреваемая стенка 2 (рис. 6), q=500W/m^2, рабочая среда – воздух.

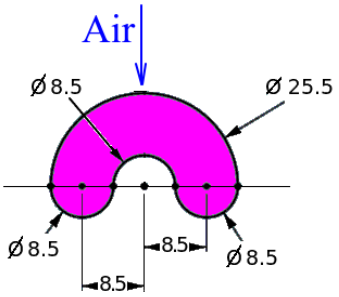
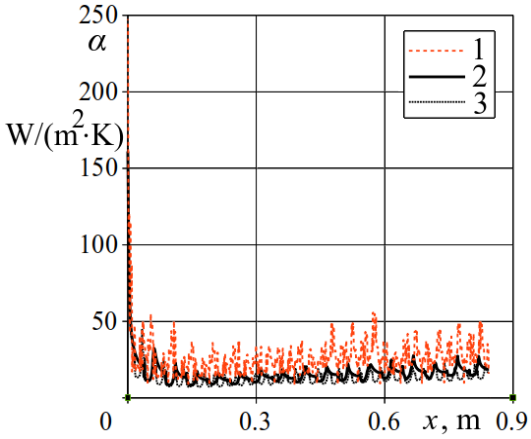


Рис. 11. Геометрия оригинальной подковообразной лунки [~~31~~].

Результаты исследования теплообмена в канале с продольным градиентом давления при наличии лунок различной геометрии на одной из стенок показаны на рис. 12.



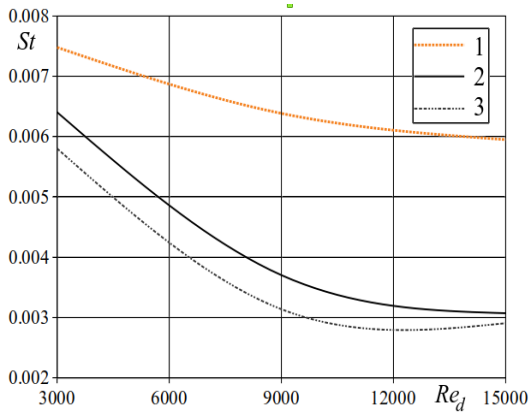
1 – канал с подковообразными лунками; 2 – канал с полусферическими лунками, расположенными в шахматном порядке; 3 – канал с полусферическими лунками, размещёнными в коридорном порядке.

Рис. 12. Распределение локальных чисел Стантона по длине канала с продольным градиентом давления и лунками.

Анализируя результаты рис. 12 следует отметить, что использование подковообразных лунок даёт повышение интенсивности теплообмена в целом от 40 ... 50 % по сравнению со полусферическими лунками, расположенными в шахматном и коридорном порядке. Аналогичные расчёты были выполнены для течения с Re_d=3000 и Re_d= 15000 и показали такую же тенденцию изменения интенсивности теплообмена в зависимости от конструкции и расположения лунок в канале с градиентом давления.

Полученные на основании численного исследования данные по локальному теплообмену в канале с градиентом давления и лунками (полусферическими и подковообразными) позволили выявить зависимость интенсивности теплообмена от геометрии лунок и их расположения. Обобщённые данные по теплообмену в канале с градиентом давления и лунками представлены на рис. 13.

Анализ результатов исследования, обобщённых на рис. 13, показывает, что применение подковообразных лунок в коридорном порядке расположения с одной стороны канала, открывает возможность роста теплообмена в канале с продольным градиентом давления при Red=3000 на 13 % по сравнению со сферическими лунками, установленными в шахматном порядке и на 21 % по сравнению с теми же лунками, расположенными в коридорном порядке.



1 – канал с подковообразными лунками, выполненными на одной стенке в коридорном порядке; 2 – канал с полусферическими лунками, расположенными в шахматном порядке; 3 – канал с полусферическими лунками, размещёнными в коридорном порядке.

Рис. 13. Значения осредненных чисел Стантона для канала с продольным градиентом давления и лунками различной геометрии и расположения.

Также из рис. 13 следует, что при прочих значениях числа Рейнольдса прирост теплоотдачи при использовании подковообразных лунок будет порядка 41...47% по сравнению с шахматным расположением полусферических лунок и около 51% по сравнению с применением полусферических лунок в коридорном порядке.

Заключение

При проведении численного исследования выполнена проверка адекватности получаемых решений, проведена оценка сеточной сходимости, показавшая, что получение достоверного решения поставленной задачи возможно при разбиении расчётной области на 1 mln ячеек без ущерба точности получаемого решения. Проверка выполнена посредством сравнения численного решения с результатами экспериментальных исследований, представленных в работах [7,8,23]. Выявлено, что применение k-epsilon модели турбулентности при численном решении задачи теплообмена для канала с продольном градиентом давления и одиночной лункой показывает недостаточно стабильные результаты, а применение облачного сервиса SimScale, работающего на базе OpenFoam, дает значительно заниженные по сравнению с экспериментом данные по теплообмену. В этой связи, наиболее стабильные и качественные результаты численного решения были получены на базе численного решения уравнений Навье-Стокса, сохранения энергии, уравнения состояния с использованием k-w-sst модели турбулентности, и реализованного на базе Code_Saturne.

Проверка адекватности используемых моделей и программных средств (Code_Saturne) была выполнена методом сравнения численного решения с известными [26-28] зависимостями, обобщающими экспериментальные данные по теплообмену при наличии высокой турбулентности и продольного градиента давления. В результате проведённой проверки адекватности определено, что применение используемых моделей и программных средств дает достаточно качественные данные по теплообмену в канале с продольным градиентом давления.

В итоге было выполнено численное исследование теплообмена в канале с продольным градиентом давления и лунками различной геометрии и расположения на стенке. В результате проведённого исследования определено, что применение лунок, их геометрия и расположение оказывают значительное влияние на интенсивность теплообмена в канале с продольным градиентом давления. Было численно оценено влияние расположения полусферических лунок, располагаемых в канале в три ряда в шахматном и коридорном порядке. В результате выявлено, что в зависимости от скорости течения на входе (исследование выполнено при Re_d=3000...15000) шахматное расположение лунок по сравнению с их коридорным расположением показывает более высокие локальные значения коэффициента теплоотдачи по длине канала (прирост от 3 до 10% в зависимости от режима течения).

Коме того, была проведена численная оценка эффективности использования в условиях наличия продольного градиента давления разработанных ранее [31] оригинальных подковообразных лунок. Численное моделирование показало, что применение подковообразных лунок, расположенных в три ряда в коридорном порядке позволяет интенсифицировать теплообмен на 13 ... 47% в зависимости от

числа Рейнольдса по сравнению с полусферическими лунками в шахматном порядке и на 21 ... 51% по сравнению с полусферическими лунками при их коридорном расположении.

Это открывает возможности разработки эффективных систем охлаждения высокотемпературных элементов турбомашин (лопаток турбин).

Литература (References)

[1] Lokai V. I. et al. Some Regularities of Heat Transfer in Flow Part of Axial Compressors and Turbines. ICHMT Digital library online: Begel House Inc., 1994, p. 473-486. DOI: 10.1615/ICHMT.1994.IntSympHetatTransTurb.320

[2] Han J.C., Dutta S., Ekkad S. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, 2nd ed. Boka Raton, London, New York: CRC Press, 2012, p.871. DOI: https://doi.org/10.1201/b13616

[3] Lakshminarayana B. Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery. New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore: John Wiley & Sons, 1995, p. 809. Available at: https://infoscience.epfl.ch/record/60807 (accessed 01.07.2019).

[4] Han J. C., Rallabandi A. Turbine blade film cooling using PSP technique. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)* . 2010, vol. 1, no 1, p.1-21. DOI: http://dx.doi.org/10.5098/hmt.v1.1.3001

[1] Khalatov A.A., Shevchuk I.V., Mitrakhovich M.M. Heat exchange and hydrodynamics in the turbulent flow with longiludinal pressure gradient on the convex surface. *Industrial heat engineering*, 1991, vol. 13, issue 4, pp. 12-18. (In Russian). URL: https://www.researchgate.net/publication/252231404_Teploobmen_i_gidrodinamika_v_turbulentnom_potoke_s_prodolnym_gradientom_davlenia_na_vypukloj_poverhnosti (accessed 01.07.2019)

[2] Volkov K. N. The effect of pressure gradient and localized injection on turbulent heat transfer on a flat plate. *High Temperature*. 2006, vol. 44, no 3, pp. 414-421. DOI: https://doi.org/10.1007/s10740-006-0051-x

[3] Shchukin A. V., Ilyenkov A. V. Pristennaya intensifikaciya teploobmena pri slozhnyh granichnyh usloviyah: monografiya [Wall heat transfer enhancement with complex boundary conditions: monograph] Kazan: Kazan State Tech. University, 2014. p. 251 (In Russian). URL: https://search.rsl.ru/ru/record/01008148238 (accessed 01.07.2019).

[4] Shchukin A.V., Kozlov A.P., Dezider'ev S.G., Agachev R.S., Bodunov K.M. Konvektivnyj teploobmen za polusfericheskoj vyemkoj v diffuzornom kanale [Convective heat transfer behind a semispherical depression in a diffuser channel] *Aviacionnaya tekhnika* [Russian Aeronautics]. 1994, vol. 4, pp. 24-30. (In Russian). URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=12742259 (accessed 01.07.2019)

[5] Lutum E. et al. Film cooling on a convex surface: influence of external pressure gradient and Mach number on film cooling performance //Heat and Mass Transfer. – 2001. – Т. 38. – №. 1-2. – С. 7-16. DOI: https://doi.org/10.1007/s0023100001

[6] Volchkov E. P., Makarov M. S., Sakhnov A. Y. Heat transfer in the boundary layer with asymptotic favorable pressure gradient //International journal of heat and mass transfer. – 2012. – Т. 55. – №. 4. – С. 1126-1132. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.060

[7] Bogard D. G. Gas Turbine Film Cooling. *Journal of propulsion and power*. 2006, vol. 22, no 2, pp. 249-270. DOI: https://doi.org/10.2514/1.18034

[8] Jabbari M. Y., Marston K. C., Eckert E. R. G., Goldstein R. J. Film cooling of the gas turbine endwall by discrete-hole injection. *Journal of Turbomachinery*. 1996, vol. 118, no 2, pp. 278-284. DOI: 10.1115/1.2836637

[9] Petelchyts V.Yu., Khalatov A.A., Pysmennyi D.N., Dashevskyy Yu.Ya. Application of local indentations for film cooling of gas turbine blade leading edge. *Thermophysics and Aeromechanics*. 2016, vol. 23, no 5, pp. 713-720. DOI: 10.1134/S0869864316050097

[10] KhalatovA. A., Panchenko N. A., Borisov I. I., Severina V. V. Numerical Simulation of Film Cooling with a Coolant Supplied Through Holes in a Trench. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2017, vol. 90, no 3, pp. 637-643. DOI: 10.1007/s10891-017-1610-1

[11] http://code-saturne.org/cms/ (accessed 01.07.2019).

[12] https://www.simscale.com/ (accessed 01.07.2019).

[13] http://openfoam.org/ (accessed 01.07.2019)

[14] Khalatov A.A., Kovalenko A.S., Reznik S.B. Osobennosti organizacii plenochnogo ohlazhdeniya lopatok vysokotemperaturnyh gazovyh turbin. [Features of organization of film cooling of high temperature gas turbines blades] *Prom. Teplotekhnika* [Thermophysics and Thermal Power Engineering]. 2017, vol. 39, no 4. pp. 11-20. (In Russian). DOI: https://doi.org/10.31472/ihe.4.2017.02, URL: http://dspace.nbuv.gov.ua/bitstream/handle/123456789/142371/02-Khalatov.pdf?sequence=1 (accessed 01.07.2019).

[15] Lu Y., Dhungel A., Ekkad S. V., Bunker R. S. Film Cooling Measurements for Cratered Cylindrical Inclined Holes. *Journal of Turbomachinery*. 2009, vol. 131, pp. 011005-1-011005-12. DOI: 10.1115/1.2950055. URL:

http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1467880 (accessed 01.07.2019)

[16] Gao Z., Narzary D. P., Han J. C. Film cooling on a gas turbine blade pressure side or suction side with axial shaped holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, vol. 51, no 9-10, pp. 2139-2152. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.010. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931007006631 (accessed 01.07.2019)

[17] Khalatov A. A., Borisov I. I., Dashevskij Yu. Ya. Sovremennye sposoby plenochnogo ohlazhdeniya: vliyanie uskoreniya potoka [Advanced film cooling schemes: effect of flow acceleration]. *Promyshlennaya teplotekhnika* [Thermophysics and Thermal Power Engineering], 2018, vol.40, no 1, pp. 5-11. (In Russian). DOI: https://doi.org/10.31472/ihe.1.2018.01. URL: http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/142458 (accessed 01.07.2019).

[18] Lutum E. et al. An experimental investigation of film cooling on a convex surface subjected to favourable pressure gradient flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, vol. 44, no 5, pp. 939-951. DOI: https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00158-7

[19] He, W., Deng, Q., Zhou, W., Gao, T., & Feng, Z. (2019). p.150-163*Film cooling and aerodynamic performances of a turbine Nozzle guide vane with trenched cooling holes. Applied Thermal Engineering*. doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.01.002

[20] Wolf-Heinrich Hucho. Aerodynamics of Road Vehicles: From Fluid Mechanics to Vehicle Engineering. Elsevier, 2013. p. 576.

[21] URL: https://www.cfd-online.com/Wiki/SST_k-omega_model (accessed 01.07.2019).

[22] URL: https://www.cfd-online.com/Wiki/Standard_k-epsilon_model (accessed 01.07.2019).

[23] Lienhaard J., Lienhaard J. A heat transfer textbook. 3. Cambridge, Massachusetts: Phlogiston Press, 2011. p. 718.

[24] Dyban E. P., Epik E. Y. Susceptibility of a Thermal Turbulent Boundary Layer to a Various Effects. *Heat Transfer Research*, 2000, Vol. 31, no 1-2, pp. 21-25. DOI: 10.1615/HeatTransRes.v31.i1-2.60

[25] Shen, Z., Qu, H., Zhang, D., & Xie, Y. (2013). Effect of bleed hole on flow and heat transfer performance of U-shaped channel with dimple structure. International Journal of Heat and Mass Transfer, 66, 10–22. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.008

[26] Cebeci T., Bradshaw P. Physical and computational aspects of convective heat transfer. New York, Berlin, Heidelberg, London, Paris, Tokyo: Springer Science & Business Media, 2012.

[27] Cebeci T. Convective heat transfer. New York, Berlin, Heidelberg, London, Paris, Tokyo: Springer, 2002.

Сведения об авторе.

Цынаева Анна Александровна, к.т.н., доц., Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: тепломассообмен, системы охлаждения энергетических установок, E-mail: a.tsinaeva@rambler.ru

Energy Monitoring of Innovative Energy Technologies of Plant Raw Material Processing

Burdo O.G.[1], Gavrilov A.V.[2], Kashkano M.V. [1], Levtrynskaya Y.O. [1], Sirotyuk I.V. [1], Pylypenko E.A. [1], Terziev S.G. [3]

[1] Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, Ukraine

[2] Academy of bioresources and nature management «Vladimir Vernadskiy CFU» Crimea, Ukraine, [3] PAC "Enni Foods", Odessa, Ukraine

Abstract. The analysis of scientific works shows that the development of technology is ahead of the level of development of energy management. There are no clear comparisons of the energy efficiency of electrical technologies and heat technologies. Objective indicators of energy efficiency in various technologies of dehydration of raw materials not developed yet. In that article assumed that objective results for comparing energy efficiency in the processing of raw materials is obtained by the basis of system analysis of the entire energy conversion chain from fuel to finished product. The purpose of the work is experimentally proving the objectivity of this hypothesis. To achieve this goal, it is proposing to use the indicator of the energy share of fuel in the finished product and the amount of moisture removed when burning 1 kg of fuel, which does not depend on fluctuations in energy prices, which can vary and differ for different countries. The most important result of the work is the comparison of these parameters with the data for innovative equipment samples developed by the authors. The significance of the results obtained is that the evaporating devices developed by the authors are not inferior in efficiency to traditional ones, and make it possible to obtain concentrates up to 90 ° brix. Thus, for fuels with an oil equivalent of 40 MJ per 1 kg, traditional dryers can remove no more than 3 kg of moisture, cryoconcentrators – 20 kg.

Keywords: energy management, food production, energy efficiency, drying, cryoconcentration, microwave field, dehydration, food concentrates.

DOI: 10.5281/zenodo.3367058

Monitoringul energetic al tehnologiilor de inovații energetice de prelucrare a materiei prime vegetale

Burdo O.G.,[1] Gavrilov A.V.,[2] Cașcano M.V.,[1] Levtrinscaia Iu.O.,[1] Sirotiuc I.V.,[1] Pilipenco E.A.,[1] Terziev S.G. [3]

[1] Academia Națională a tehnologgilor alimentare din Odesa

[2] Academia de resurse biologice și utilizarea a naturii «KFU V.I. Vernadschi»

[3] Societatea publica «Enni Foods»

Rezumat. O analiză a multor lucrări științifice arată că elaborarea intensivă a modelelor inovatoare tehnologice depășește nivelul elaborare a fundamentelor metodologice ale managementului energetic. Nu există comparații clare cu privire la eficiența energetică a tehnologiilor electrice comparativ cu termice, deoarece se utilizează diferite tipuri de energie; nu există indicatori obiectivi ai eficienței energetice în diverse tehnologii pentru deshidratarea materiilor prime. Acest studiu propune o metodologie bazată pe ipoteza că rezultatele obiective la compararea eficienței energetice în procesarea materiilor prime pot fi obținute pe baza unei analize a sistemului întregului lanț de conversie a energiei de la combustibil la produsul finit. Scopul lucrării este de a demonstra experimental obiectivitatea acestei ipoteze. Pentru a atinge acest obiectiv, se propune utilizarea indicatorului cotei de energie a combustibilului în produsul finit și a cantității de umiditate eliminată la arderea a 1 kg de combustibil, care nu depinde de fluctuațiile prețurilor la energie, care pot fluctua și diferi pentru diferite țări. Se realizează o analiză a echilibrelor termice ale instalațiilor de uscare și evaporare, se arată că pentru aceleași sarcini tehnice, evaporarea ne-optimizată este de câteva ori mai eficientă decât procesul de uscare optimizat. Eficiența energetică a combustibilului în schemele tradiționale de uscare, evaporare, crioconcentrare este calculată. Cel mai important rezultat al lucrării este compararea acestor parametri cu datele pentru modelele inovatoare de echipamente. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că evaporatoarele elaborate nu sunt inferioare celor tradiționale în ceea ce privește eficiența și permit producerea de concentrate de până la 90 ° brix.

Cuvinte-cheie: managementul energetic, industrii alimentare, eficiența energetică, uscare, crioconcentrare, cîmp cu microunde, dezhidratare, concentrate alimentare.

© Burdo O.G.,Gavrilov A.V.,Cașcano M.V.,
Levtrinscaia Iu.O., Sirotiuc I.V.,
Pilipenco E.A., Terziev S.G.
2019

Энергетический мониторинг инновационных энерготехнологий переработки растительного сырья

Бурдо О.Г.[1], Гаврилов А.В.[2], Кашкано М.В.[1], Левтринская Ю.О.[1], Сиротюк И.В.[1], Пилипенко Е.А.[1], Терзиев С.Г. [3]

[1] Одесская национальная академия пищевых технологий

[2] Академия биоресурсов и природопользования «КФУ им. В.И. Вернадского»

[3] Публичное акционерное общество «Енни Фудз»

г. Одесса, Украина

Аннотация. Анализ многочисленных научных работ показывает, что интенсивное развитие инновационных образцов техники опережает уровень развития методологических основ энергетического менеджмента. Отсутствуют чёткие сравнения энергоэффективности электротехнологий и теплотехнологий, поскольку используются различные виды энергии; отсутствуют объективные показатели эффективности использования энергии в различных технологиях обезвоживания сырья.

В данном исследовании предложена методология, в основе которой положена гипотеза, что объективные результаты при сравнении эффективности использования энергии при переработке сырья можно получить на основе системного анализа всей цепи конверсии энергии от топлива до готового продукта. Цель работы – экспериментально доказать объективность данной гипотезы. Для достижения этой цели предлагается использовать показатель доли энергии топлива в готовом продукте и количество удаленной влаги при сжигании 1 кг топлива, который не зависит от колебания цен на энергоносители, которые могут колебаться и отличаться для разных стран. Выполнен анализ тепловых балансов сушильной и выпарной установок, показано что при одинаковых технических задачах неоптимизированная выпарка в разы эффективней оптимизированного процесса сушки. Приведены структурные модели конверсии энергии при комбинированных процессах получения концентрированных пищевых продуктов. Рассчитаны эффективность использования энергии топлива в традиционных схемах сушки, выпарки, криоконцентрирования. Наиболее важным результатом работы является сравнение этих параметров с данными для инновационных образцов техники, разработанных авторами. Значимость полученных результатов состоит в том, что разработанные авторами выпарные установки не уступают по эффективности традиционным, и позволяют получать концентраты до 90 °brix. Так, для топлива с нефтяным эквивалентом 40 МДж на 1 кг традиционные сушилки могут удалить не более 3 кг влаги, криоконцентраторы – 20 кг. Достигнуты результаты, соответственно, до 6 и до 100 кг влаги.

Ключевые слова: энергетический менеджмент, пищевые производства, энергоэффективность, сушка, криоконцентрирование, микроволновое поле, обезвоживание, пищевые концентраты.

Введение

Глобальная прогнозная модель «Римского клуба» [1] определила приоритеты развития человечества в XXI веке. В ближайшем будущем до 2030 года прогнозируется решение задач обеспечения мировой экономики энергией и обострение следующей проблемы – роста нагрузки на окружающую среду [2]. К концу столетия нас ожидает масштабный продовольственный кризис [3-4]. Концептуальная идея модели «Римского клуба» может быть выражена схемой (табл.1).

Каждый кризис формируется из трех этапов: развитие, бурный рост и стабилизация на достигнутом уровне (табл.1). В настоящее время человечество активно ищет решение проблемы энергетической эффективности. Наиболее остро эти задачи характерны для стран, которые из энергорасточительных, но энергообеспеченных, оказались энергодефицитными странами, но до сих пор осталась энергорасточительными.

Поэтому, энергетический кризис в таких странах развивается чрезвычайно остро. Особенно, если в стране отсутствуют научно обоснованные энергетические программы, нет действенной системы энергоменеджмента.

Основные глобальные проблемы человечества наиболее остро касаются технологий производства пищи: это и энергетика, и экология, и непосредственно продукты питания [3]. Для развивающихся стран, в первую очередь, это касается агропромышленного комплекса, который является лидером по объему потребляемых энергетических ресурсов. Здесь удельные затраты энергии в 2-4 раза выше, чем в индустриально развитых странах [3-4]. Безотходные пищевые технологии смогут не только решать проблемы экологической безопасности производства, но и резервных источников пищи.

Таблица 1. / Table 1.

Периоды формирования глобальных кризисов / Periods of formation of global crises

	кризисы / crises	периоды, годы / periods, years		
		развития / progress	бурного роста / rapid growth	стабилизации / stabilization
1	Энергия / energy	1970 - 1900	1900 -2020	2020-2030
2	Экология / ecology	2010-2030	2030-2050	2050 - 2070
3	Пища / food	2040-2060	2060-2080	2080- 3000

Безотходные пищевые технологии смогут не только решать проблемы экологической безопасности производства, но и резервных источников пищи. Однако решение этих проблем требует революционных преобразований в пищевой и перерабатывающей отраслях. Необходим переход к принципиально новым технологическим приемам. Производство неэнергоемких пищевых продуктов повышенной пищевой ценности, создание ассортимента новых образцов, глубокая переработка пищевого сырья однозначно требуют использования современных приемов в технологиях.

Методы построения прогнозных моделей предполагают системный подход и структурный анализ. Энергетическая составляющая таких моделей разрабатывается с привлечением принципов энергетического менеджмента. Особенно важно это учитывать на стадии проектирования инновационных технологий для производства продуктов питания.

I. Анализ литературных источников и формулировка научно-технических гипотез

Серьезный анализ энергоэкологических проблем в индустриально развитых странах проводится регулярно, собираются и систематизируются данные как об отдельных промышленных объектах [5-6], так и о состоянии окружающей среды в целом [2, 7]. Исследований, подобных «модели римского клуба», в рамках Государственных программам, в развивающихся странах, к сожалению, не проводилось. Программные работы [8-9] имеют декларативный характер, разработчики не имеют возможности дать глубокое научное обоснование проектам. Поэтому, анализ проблемы можно осуществить только на основании общих закономерностей, изложенных выше, и некоторой специфике, характерной для страны, тенденций, которые к настоящему времени сложились. Это чрезвычайно актуальная проблема, поскольку преимущество в развитии получат сообщества, которые сумеют первыми выйти из этих кризисов (табл.1). Решение проблем этих кризисов требует комплексного подхода.

Наиболее энергоемкими в пищевых производствах являются технологии обезвоживания пищевого сырья [10-12]. Преимущественно используются технологии перевода влаги в пар (выпарка, сушка) [13-15]. В последнее время растет интерес к криоконцентрированию [13].

В энергетическом балансе экономики агропромышленный сектор занимает лидирующие позиции при крайне низкой эффективности использования ресурсов. Наиболее энергоемкими в пищевой и перерабатывающей индустрии являются технологии обезвоживания сырья. Именно процесс обезвоживания пищевых растворов, сырья растительного и животного происхождения в значительной степени определяет и качество готового продукта, и затраты на расходы энергии. Обезвоживание – является ключевым процессом во многих пищевых технологиях. Применяются два принципа: выпаривание и сушка. Но затраты энергии на удаление единицы влаги в этих процессах оказываются существенно разными. Если энергетический КПД самого несовершенного процесса выпарки 85%, то лучшие сушильные технологии не превышают 40% [10-13].

Наибольшее распространение в мире получили конвективные сушилки. Это высокопроизводительные установки, интенсификация процессов массопереноса в которых достигается за счет повышения расхода сушильного агента [14]. Но такой подход оправдан только в условиях низких цен на топливо. А в условиях стабильного роста цен на энергоносители, в условиях энергетического кризиса принципы

конвективной сушки не эффективны. Инновационные технологии зачастую не используются ввиду высокой конструктивной сложности и трудностей эксплуатации [15, 16], либо низкой производительности [17].

Традиционные технологии конвективной сушки сырья столкнулись с серьезными противоречиями. Задача достижения высоких значений коэффициентов массопереноса решается путем увеличения скорости (расхода) сушильного агента. Однако повышение расхода приводит к пропорциональному росту потерь теплоты в окружающую среду. Именно с отработавшим сушильным агентом в окружающую среду теряется 25% энергии топлива. При этом, при достаточно широких исследованиях кинетики процессов выпаривания, сушки и вопросов моделирования, проблемы энергетики процессов обезвоживания, особенно для инновационных технологий, исследуются редко [18-19].

Самостоятельной серьезной проблемой является методология сравнения энергоэффективности электротехнологий и теплотехнологий, поскольку используются различные виды энергии; отсутствуют объективные показатели эффективности использования энергии в различных технологиях обезвоживания сырья [15-22]. Эксергетические методы удобны только для термодинамического анализа, экономические показатели для условий развивающихся стран – не стабильны. Известные методы энергетического менеджмента, которые оперируют коэффициентом удельного энергопотребления (SER), и удельным расходом энергии на 1 кг удаленной влаги (J), не всегда дают корректные результаты. Поэтому актуален вопрос развития научных основ и методов энергетического менеджмента для объективного сравнения энергетической эффективности технологий [20-22]. Строгих методов оценки энергетической эффективности, особенно инновационных энерготехнологий, нет. Авторами данной статьи предложена новая методология, подтвержденная результатами исследований. В основе предлагаемой методологии положена следующая гипотеза: «Объективные результаты при сравнении эффективности использования энергии при переработке сырья можно получить на основе системного анализа всей цепи конверсии энергии от топлива до готового продукта».

II. Развитие методологии энергоменеджмента

Системный анализ энерготехнологий является эффективным инструментом снижения затрат энергии в производстве. Современные промышленные теплотехнологии – это сложные системы, которые включают преобразователи энергии, распределительные сети и потребителей. Причем, преобразователи тепловой энергии на прямом потоке энергии приводят к снижению энергетической эффективности схемы, а на потоках выбросов тепловой энергии, на «реверсных потоках» – к повышению энергетического КПД. Традиционные методы энергетического мониторинга [23] не дают рекомендаций, по количественной оценке, влияния «реверсных потоков». Известно предложение развития теоретических основ энергомониторинга, разработка метода оценки энергетических КПД «реверсных потоков» [24] иерархической оценки эффективности использования энергии в теплотехнологической схеме.

Последовательно, энергетические КПД отдельных элементов системы определяются отношением величины энергии на выходе (E_i) из i-го анализируемого элемента и значения на входе (E_{i-1}). Разница этих потоков определяет потери энергии (Q_i) в i-м элементе.

$$\eta_{\cdot i} = \frac{E_i}{E_{i-1}} = \frac{E_{i-1} - Q_i}{E_{i-1}} \qquad (1)$$

В случае «реверсных» потоков энергии, потоков по пути отработавшего теплоносителя, рассчитываются КПД реверсных элементов

$$\eta_{pi} = \frac{Q_{pi}}{E_T} \qquad (2)$$

Итоговый тепловой показатель системы определяется [17]:

$$\eta = \frac{E_{pr} + \sum_i Q_{Pi}}{E_T} = \prod_{n=1}^{n} \eta_i + \frac{\sum_i Q_{Pi}}{E_T}, \qquad (3)$$

где E_{pr} – энергия на производство продукта; E_T – энергия топлива.

На основе предложенной гипотезы предлагается оперировать в расчетах базовыми характеристиками источника энергии, например, топлива с теплотой сгорания 40 МДж/кг. Т.е. 1 кг нефтяного

эквивалента (кг н.э.) выделяет энергию в 40 МДж/кг н.э.

Для проведения анализа предлагается ввести показатели эффективности использования энергии топлива:

E_u – доля полезной в процессе энергии;

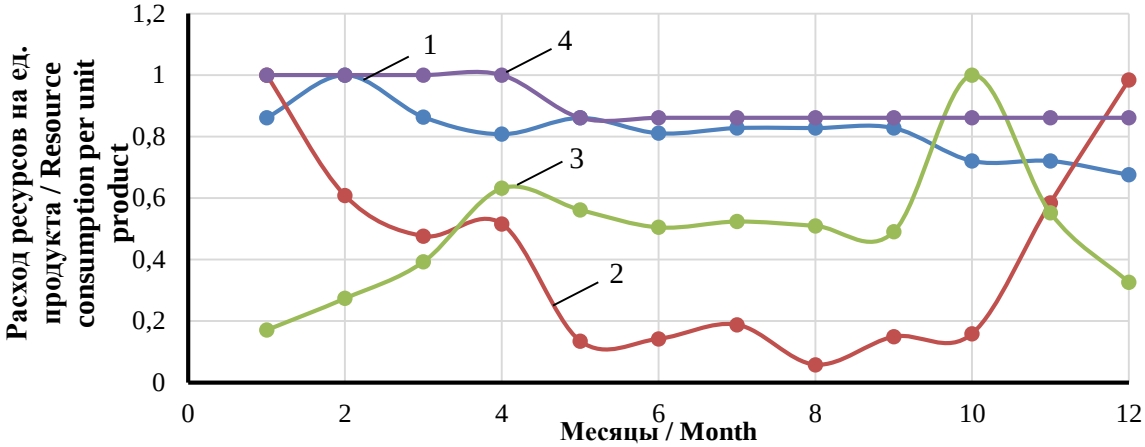
O – соотношение кг удаленной влаги к кг н.э.:

$$d_0 = \frac{E_u}{O}$$

Такая методология энергетического менеджмента использована при исследовании типичных предприятий и технологий производства пищевых продуктов.

III. Энергетический мониторинг типовых пищевых производств

Выполнен энергетический аудит пищевых предприятий, которые специализируются на переработке растительного сырья. Опыт показывает, что картины помесячных расходов ресурсов типичны. На рис.1 в безразмерной форме представлена картина помесячного расхода ресурсов и выпуска продукции молочного завода. За 1 принято максимальное значение ресурса и продукта. Относительно максимального рассчитаны все текущие значения.



1 – электроэнергия / electricity; 2 – газ / gas; 3 – вода / water; 4 – продукт / product

Рис.1. Результаты энергетического мониторинга молочного завода.
Fig.1. Results of energy monitoring of a dairy plant.

Анализ данных (рис.1) дает возможность сделать такие выводы:

- расход электроэнергии и воды удовлетворительно коррелируются с объемом выпуска продукции;
- объем потребленного газа существенно зависит от отопительного сезона.

Такие положения справедливы для большинства пищевых производств. Однако для производств, которые выпускают сухое молоко, пищевые концентраты и т.п., при энергетических исследованиях возникает серьезная проблема выявить конкретное влияние каждой технологии обезвоживания в общем балансе. Например, пище концентратное производство выпускает растворимый кофе и концентраты различных блюд. Метод энергетического аудита заключался в том, что последовательно исследовались летние месяцы (когда отсутствует отопление), и месяцы, когда распылительная сушилка кофе не работала (рис.2, месяцы 4, 5, 6).

Видно (рис.2), что расходы на распылительную сушку (Qsd) соизмеримы с расходами на отопление (Qht) в зимнее время. Расходы энергии на сушку при производстве пищевых концентратов (Qfc) относительно стабильны.

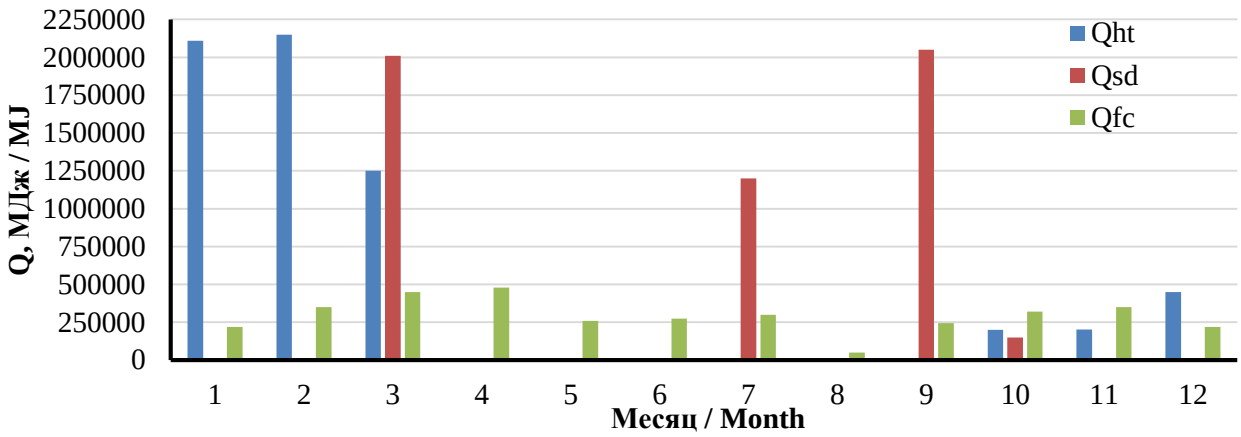
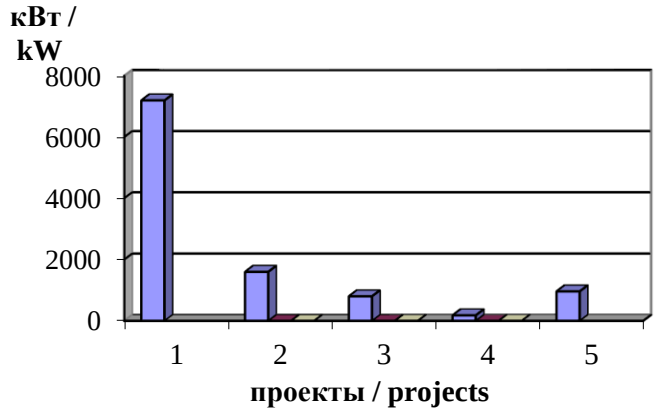


Рис.2. Результаты энергетического мониторинга пищеконцентратного завода. / Fig.2. The results of energy monitoring of food concentrating plant.

В результате энергетических исследований на основе системного анализа обоснованы инновационные проекты совершенствования пищеконцентратного производства (рис.3).



1 – пакет организационных проектов / organizational project package;
2 – модернизация оборудования / equipment upgrade;
3 – утилизация тепловых выбросов / heat recovery;
4 – усиление тепловой изоляции / thermal insulation gain;
5 – внедрение новых, энергоэффективных технологий / introduction of new, energy efficient technologies

Рис. 3. Сравнение энергетической эффективности проектов. / Fig. 3. Comparison of energy efficiency of projects.

Наибольшая мощность потерь тепловой энергии характерна для организационных проектов (рис.3). Причем, это практически беззатратные проекты.

Ощутимая эффективность получена от внедрения тепломассоутилизатора (ТМУ) в линию растворимого кофе (рис.4).

Аппарат внедрен в технологии растворимого кофе предприятия «Энни Фудз». Установлен ТМУ после циклонов распылительной сушилки (рис.5). ТМУ снижает расход топлива на 10-25 %. Извлекает из газовых выбросов от 40 до 99 % пыли продукта. Состоит из 200 двухфазных термосифонов. Тепловая мощность модуля 0,1…0,5 МВт.

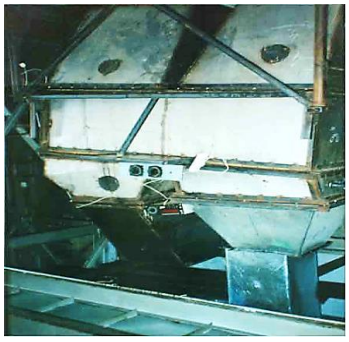
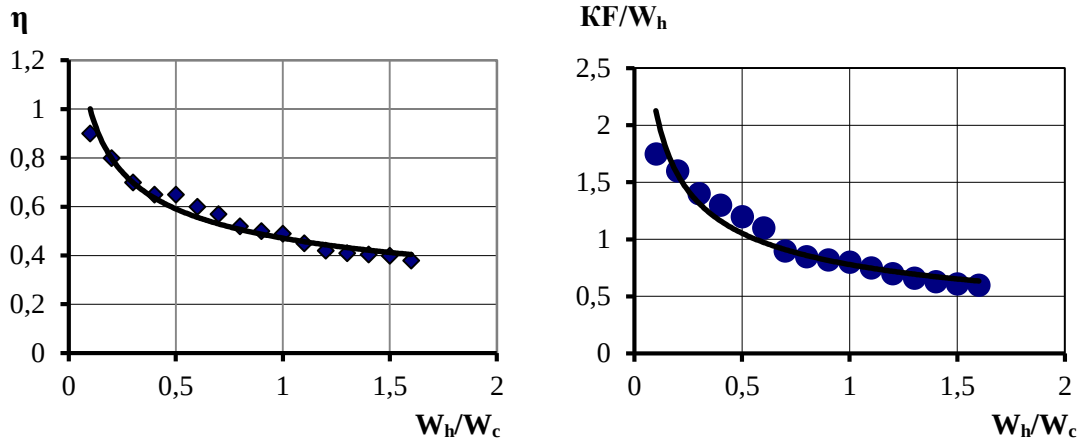


Рис.4. Тепломассоутилизатор. / Fig.4. Heat and mass utilizer.

Габаритные размеры: 1650x2000x600. Результаты стендовых испытаний аппарата обработаны в виде зависимостей КПД и числа единиц переноса (рис.5) от соотношения полных теплоемкостей горячего(*Wh*) и холодного (*Wc*) потоков.



а) **б)**

Рис. 5. Зависимость КПД (а) и числа единиц переноса (б) от соотношения полных теплоемкостей потоков. / Fig. 5. Dependence of the efficiency (a) and the number of transport units (b) on the ratio of the total heat capacities of the flows.

Приведенные графики (рис.5) можно использовать для экспресса – оценки эффективности воздухоподогревателей. Обоснован типоразмерный ряд воздухоподогревателей на термосифонах.

Энергетика сушильных установок требует серьезных исследований и улучшений.

4. Исследование энерготехнологий обезвоживания.

Методология энергетического менеджмента основана на системном анализе всей технологической цепочки «первичное топливо – его трансформации в соответствующий вид энергии – распределительная сеть - потребитель».

Традиционно для получения концентрированных растворов после выпарки проводят сушку. После 1950 г. начали развиваться низкотемпературные технологии разделения пищевых жидкостей. К 1990 г. удельные затраты энергии криотехнологий (КТ1) на выделение 1 кг льда из раствора достигли 1,1 МДж [17]. А это ощутимо меньше, чем даже у 7- ступенчатых вакуум-выпарных установок. Вместе с тем, с 1985 г. появились разработки ОНАПТ вымораживающих установок блочного типа (КТ2), у которых параметр J достигал 0,7 МДж на 1кг льда. В установках третьего и четвертого поколения этот параметр имел значения, соответственно, 0,4 и 0,3 МДж на 1 кг льда [17].

Установка блочного вымораживания и микроволновой выпарной аппарат используют электрическую энергию. А традиционные аппараты для концентрирования и сушки - другие виды энергии. Предложенная методология позволяет провести объективное сравнение для таких схем.

Анализ сводится к эффективности использования энергии первичного топлива органического происхождения. Расход топлива принят равным 100.

Энергетика принципов иллюстрируется табл.2. Предложенная методология принята при оценке эффективности использования энергии в традиционных технологиях сушки и выпаривания и предложенных в ОНАПТ методов сушки и выпаривания в электромагнитном поле (ЭМП) [21].

Выполнено сравнение традиционных принципов криоконцентрирования [24] и разработанного в ОНАПТ аппарата блочного вымораживания [22]. Результаты анализа представлены в таблице 3.

Значение d_o = 6 кг в/кг н.э. в настоящее время достигнуто при испытаниях сушильных аппаратов с ЭМП. Визуально отмечено, что из камеры выходит пароводяная смесь [22]. Аппараты реализуют режим бародиффузии, а это существенно снижает расход энергии. Реально достичь значений d_o = 50 кг в/кг н.э. при четком

согласовании мощности ЭМП генераторов с характеристиками пищевого сырья.

По предложенной методике оценки в энергетическом аспекте наиболее эффективны вымораживающие установки. Объясняется такой феномен тем, что физическая энергия кристаллизации в 7 раз меньше, чем выпаривания. В установках блочного вымораживания используется возможность возврата в холодильный цикл энергии льда (рециклинг льда) [24]. При правильном согласовании конструкции аппарата, характеристик раствора и режимов вымораживания значения d_o = 100 кг в/кг н.э**.** являются реальными. Более того, установки блочного вымораживания гарантируют сохранение пищевого потенциала сырья.

Таблица 2. / Table 2.

Энергоемкость технологий обезвоживания / Energy intensity of dehydration technology

№	Процесс/ process / Параметры / parameters	парообразование / vaporescence		кристаллизация / crystallization
		выпарка / evaporation	сушка / drying	
1	теоретические затраты энергии на удаление 1 кг влаги, МДж / theoretical energy costs for the removal of 1 kg of moisture, MJ	2,3	2,3	0,33
2	действительные затраты энергии на удаление 1 кг влаги, МДж / actual energy costs for the removal of 1 kg of moisture, MJ	1,5…2,8	4…7	1,15

Таблица 3. / Table 3.

Сравнение традиционных и предложенного показателей энергоэффективности различных технологий обезвоживания / Comparison of traditional and proposed indicators of energy efficiency of various dehydration technologies

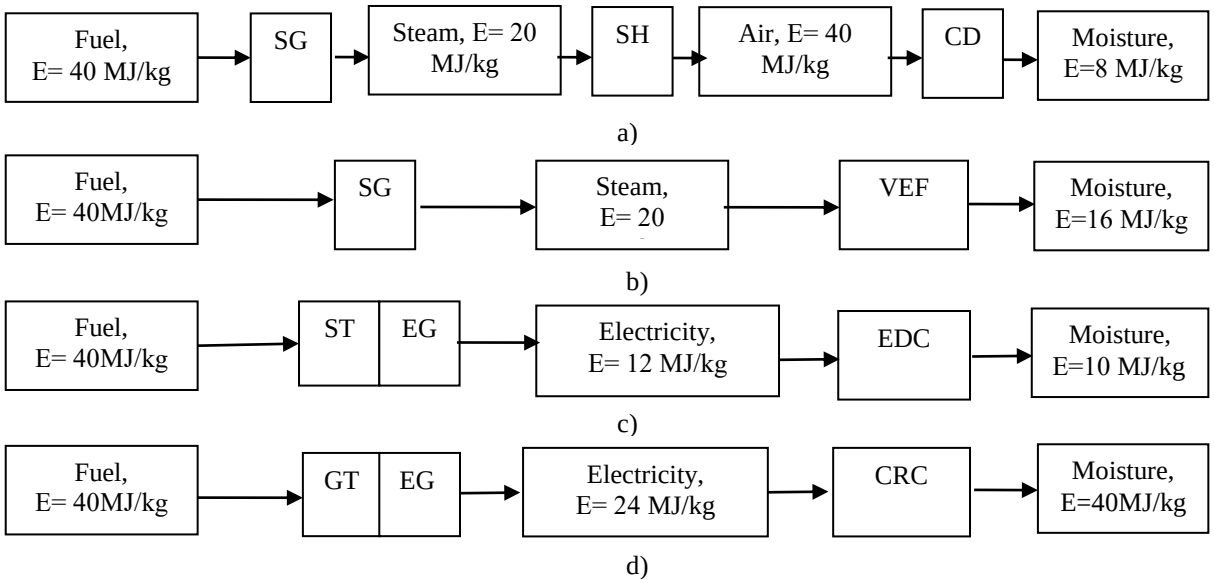
Энерго-технология / Energy technology	SER, МДж/кг / MJ / kg	J, МДж/кг н.э. / MJ / kg o.e.	do, кг в/кг н.э. kg m / kg o.e.
сушка традиционная / traditional drying	4 … 7	4 … 9	1 … 3
сушка в ЭМП / MWA drying	2 … 4	10 … 20	5 … 6
выпарка+сушка традиционная/ evaporation + traditional drying	2,8	8 … 20	3 … 6
выпарка в ЭМП / MWA evaporation	2,7	10 … 20	3,5 … 7,5
Криоконцентрирование / cryoconcentration	1,1	24	20 … 21
блочное вымораживание / block freezing	0,3 … 0,7	35	50 … 100

На основе предложенной гипотезы предлагается оперировать в расчетах базовыми характеристиками источника энергии, например, топлива с теплотой сгорания 40 МДж/кг.

С помощью предложенной методики проведена оценка эффективности использования энергии в традиционных технологиях сушки и выпаривания и предложенных в ОНАПТ методов сушки и выпаривания в электромагнитном поле, и сравнение традиционных принципов криоконцентрирования и разработанного в ОНАПТ аппарата блочного вымораживания. Результаты анализа представлены на рис.6. На рис.6 приняты следующие обозначения: Fuel – топливо; Steam – пар; Air – воздух; Moisture – влага SG – парогенератор / steam generator; SH – паровой калорифер / steam heater; CD – конвективная сушильная камера / convective drying chamber; VEF – вакуум-выпарная установка; ST – паровая турбина / steam turbine; EG – электрогенератор / electro-generator; GT – газовая турбина / gas turbine; EDC – электромагнитная сушильная камера / electromagnetic drying chamber; CRC – криоконцентратор / cryoconcentrator. В расчетах принято: энергетический КПД преобразования топлива в электроэнергию на паротурбинных электростанциях 32 %, а на

газотурбинных 60 %; КПД преобразования электрической энергии в МВ-камерах 75 %, а электрический холодильный коэффициент 1,5 … 2.

Проведенные оценки свидетельствуют об энергетических и экономических преимуществах предлагаемых аппаратов. Естественно, капитальные затраты на проектирование и изготовление таких аппаратов окажутся выше, чем у традиционных конструкций, что требует отдельных расчетов.



a) традиционная конвективная сушка / traditional convective drying; b) традиционное выпаривание / traditional evaporation; c) микроволновая выпарка / microwave evaporation; d) криоконцентрирование / cryoconcentration.

Рис.6. Конверсия энергии в технологиях обезвоживания(все параметры приведены к 1кг топлива). / Fig.6. Energy conversion in dehydration technologies (all parameters are reduced to 1 kg of fuel).

Инновационные проекты новых технологий обезвоживания базируются на следующих гипотезах.

Гипотеза 1. Перевод сушильной техники на электромагнитные источники энергии приведет к снижению затрат энергии на сушку в связи с направленным, регулируемым подводом энергии к сырью, отсутствию потерь энергии с отработавшим сушильным агентом, возможностью утилизации энергии удаленного из сырья пара.

Гипотеза 2. Переход от граничных условий (ГУ) 3 рода к ГУ 2 рода в выпарных аппаратах позволит реализовать инновационный способ адресной доставки энергии непосредственно к влаге сырья. В таких установках нивелируется влияние вязкости продукта, исчезает понятие термического пограничного слоя, появляется возможность стабилизации величины паропроизводительности в широком диапазоне концентраций продукта. Реализуется отвод пара из всего объема жидкости без термической порчи продукта в пограничном слое. В результате получится продукт высокой концентрации, без привкуса «варки», без изменения цвета и аромата.

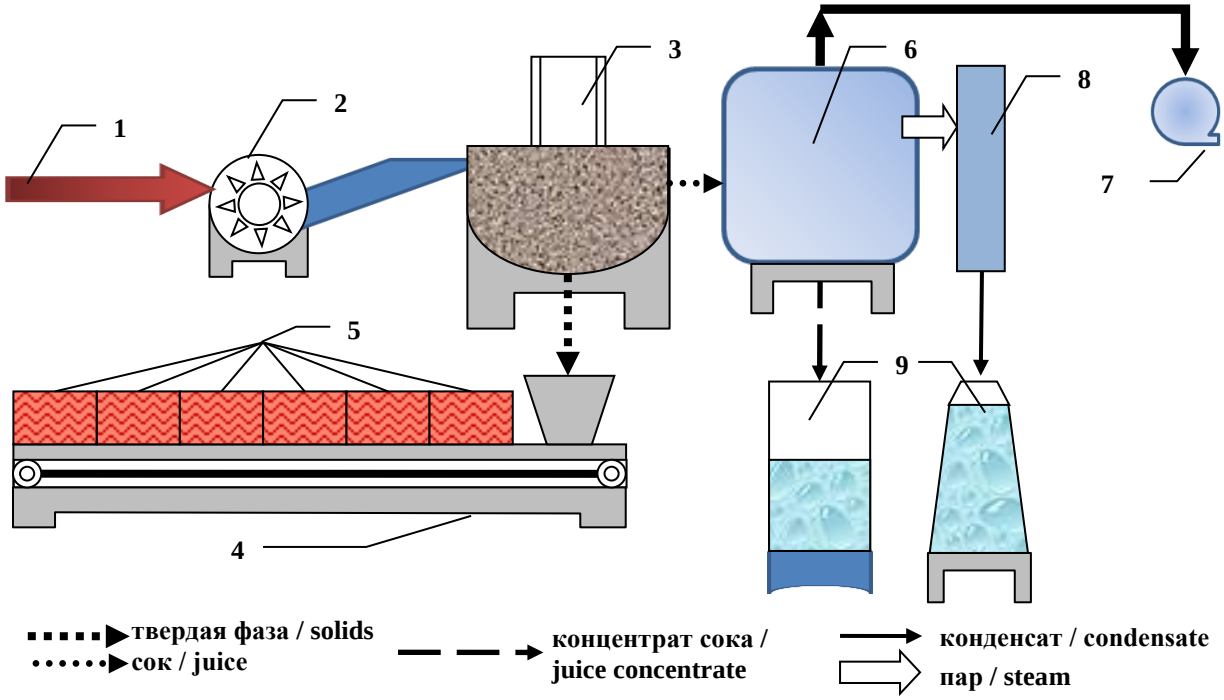
Условием функционирования аппаратов с электромагнитным подводом энергии являются следующие факторы:

- наличие в объеме продукта жидкости с полярными молекулами;
- соответствие параметров электромагнитного поля решаемой задачи теплопереноса;
- согласование структурных характеристик продукта с параметрами электромагнитной энергии.

Для подавляющего вида пищевого сырья указанные условия выполняются.

Гипотезы реализованы в предложенных технологиях (рис.7). Ключевыми аппаратами схемы являются: микроволновой вакуум-выпарной аппарат и сушильная установка с инфракрасными (ИК) источниками энергии. После прессования сок поступает в вакуум выпарной аппарат, а выжимки идут на

ленточную сушилку для обезвоживания. Вторичный пар из вакуум-выпарного аппарата поступает в конденсатор, где сжижается и собирается в емкости. Основные элементы схемы прошли комплексные стендовые испытания.



1 – сырье / raw; 2 – мойка / washer; 3 – пресс / squeezer; 4 – ленточная сушилка / belt dryer; 5 – ИК-генераторы / IR generators; 6 – выпарка/ evaporation; 7 – вакуумный насос / vacuum pump; 8 – конденсатор / condensator; 9 – сборник конденсата / condensate tank.

Рис.7. Инновационные энерготехнологии переработки растительного сырья.
Fig.7. Innovative energy technologies for processing vegetable raw materials.

Объектами исследований при сушке были яблоки, морковь, свекла, картофель, лук, чеснок, ананас, банан и кокос. Некоторые объекты представлены в настоящей работе. Получены различные формы продуктов: чипсы (a) и порошки (b) (табл.4).

Исследования кинетики сушки в ИК- поле проводились на компьютеризированном стенде. Сырье располагалось на кассете, выполненной из сетки. Вес сырья постоянно измерялся цифровыми весами, регистрировался информационно-измерительным комплексом и обрабатывался по разработанной программе на компьютере. По измеренному весу строились линии убыли влаги и линии скорости сушки. Параллельно регистрировались температуры.

Таблица 4. / Table 4.

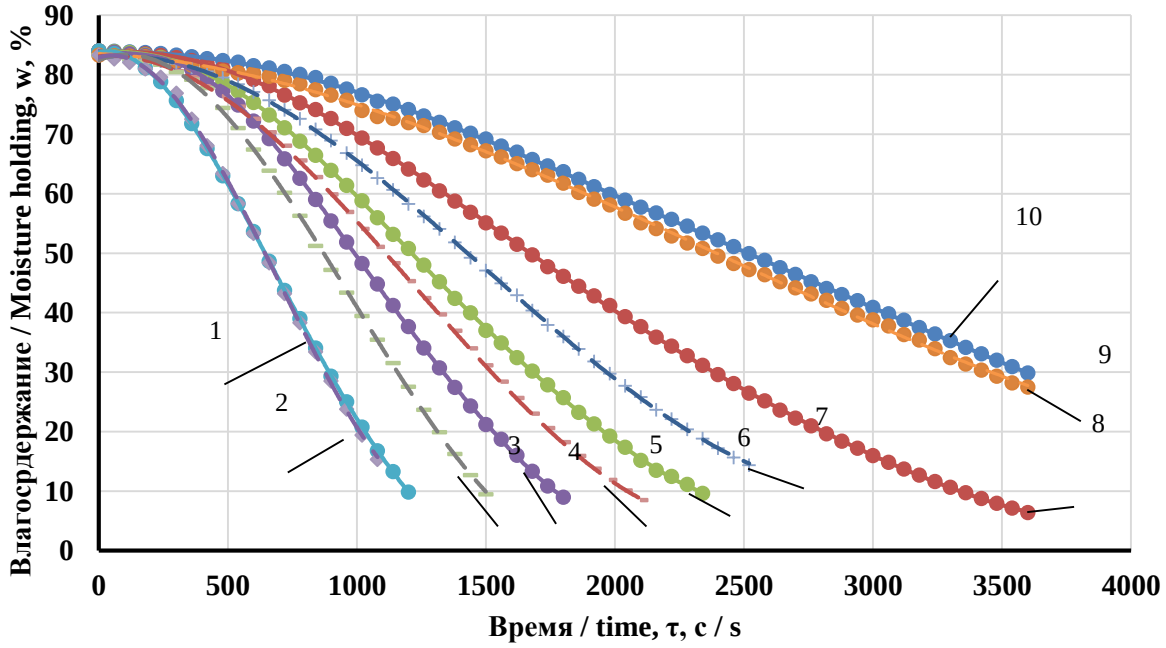
Характеристика объектов и режимов сушки / Characteristics of objects and modes of drying

	Сырье / Raw	Слой, мм/ Layer, mm	Удельная мощность, Вт/м^2 / Specific power, W / m^2	Время, мин / Time, min	Продукт / product
1	Яблоки (слайсы) / Apples (slices)	3	6000	40	a
2	Яблоки (выжимки) / Apples (refuse)	3	6000	40	b
3	Морковь (слайсы) / Carrots (slices)	3	6000	40	a

Таблица 4. / Table 4 *(Продолжение)*

4	Морковь (выжимки) / Carrot (refuse)	3	6000	40	b
5	Свекла (выжимки) / Beetroot (refuse)	3	6000	45	b
6	Ананас (слайсы) / Pineapple (slices)	8-12	6000	50	a
7	Кокос (слайсы) / Coconut (slices)	1-2	6000	50	a
8	Банан (слайсы) / Banana (slices)	2-3	6000	45	a
9	Картофель (слайсы) / Potatoes (slices)	3	6000	45	a
10	Лук (кубики) / Onion (cubes)	3	6000	40	a
11	Лук (соломка) / Onion (straw)	3	6000	55	a
12	Тыква (слайсы) / Pumpkin (slices)	3	6000	50	a

Типичная зависимость убыли влаги во времени для слайсов яблок и моркови приведена на рис. 8. На основе данных (рис.8) построены линии скорости сушки (рис.9).



1, 3, 5, 7, 9 – яблоко / apples; 2, 4, 6, 8, 10 – морковь / carrots; 1, 2 – N =11.25 Вт/м^2/ W/m^2; 3, 4 – N =8.75 Вт/м^2/ W/m^2; 5, 6 – N =6 Вт/м^2/ W/m^2 ;7, 8 – N =3.75 Вт/м^2/ W/m^2; 9, 10 – N =1.88 Вт/м^2 / W/m^2.

Рис. 8. Линии убыли влаги из сырья. / Fig. 8. Lines of moisture loss from raw materials.

Установлено (рис.9), что вплоть до влагосодержания 20 % скорость сушки практически не зависит от количества влаги в сырье, а определяется только мощностью ИК-генератора.

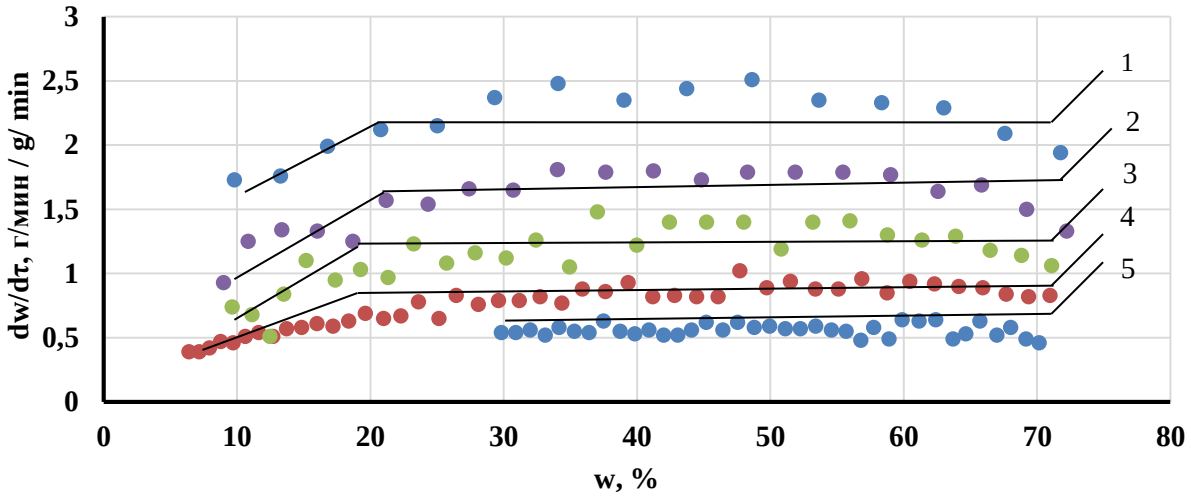
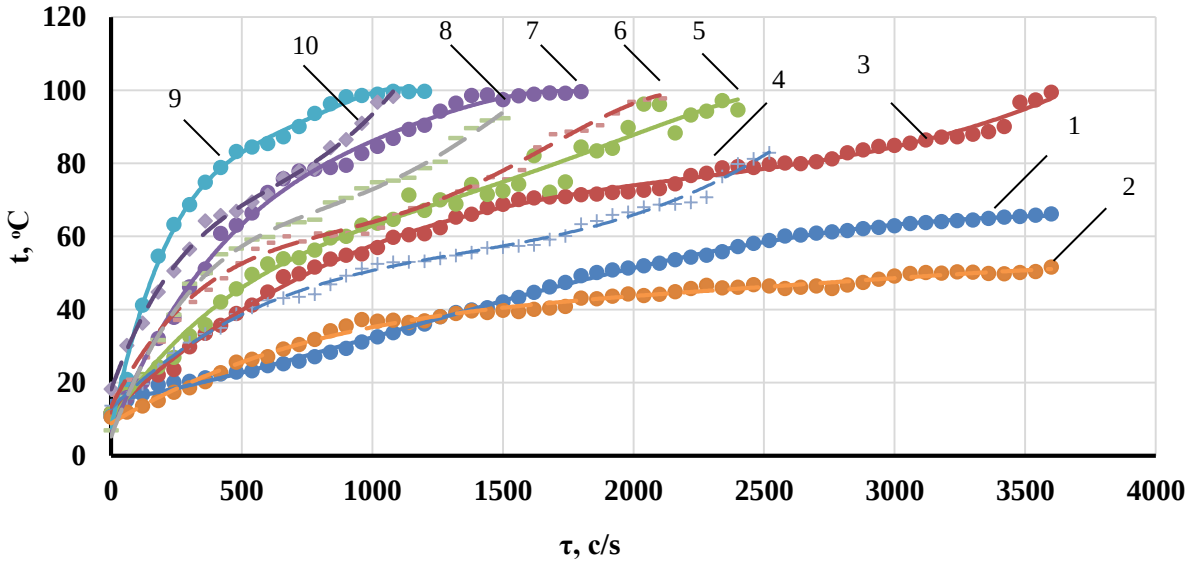


Рис. 9. Линии скорости сушки для слайсов яблок при плотности ИК- потока / Drying speed lines for apple slices at IR flux density: 1 – 11.25 Вт/м^2/ W/m^2;2 – 8.75 Вт/м^2/ W/m^2; 3 – 6 W/m^2; 4 –3.75 Вт/м^2/ W/m^2; 5 – 1.88 Вт/м^2/ W/m^2.

При этом, определены температуры продукта (рис.10), что позволяет обосновано выбирать технологический режим сушки для различных пищевых продуктов.



1, 3, 5, 7, 9 – яблоко / apples; 2, 4, 6, 8, 10 – морковь/carrot; 1, 2 – N =1.88 Вт/м^2 / W/m^2; 3, 4 – N =3.75 Вт/м^2 / W/m^2; 5, 6 - N =6 Вт/м^2 / W/m^2; 7, 8 – N =8.75 Вт/м^2 / W/m^2; 9, 10 – N =11.25 Вт/м^2 / W/m^2

Рис. 10. Термограммы процесса сушки. / Fig. 10. Thermograms of the drying process

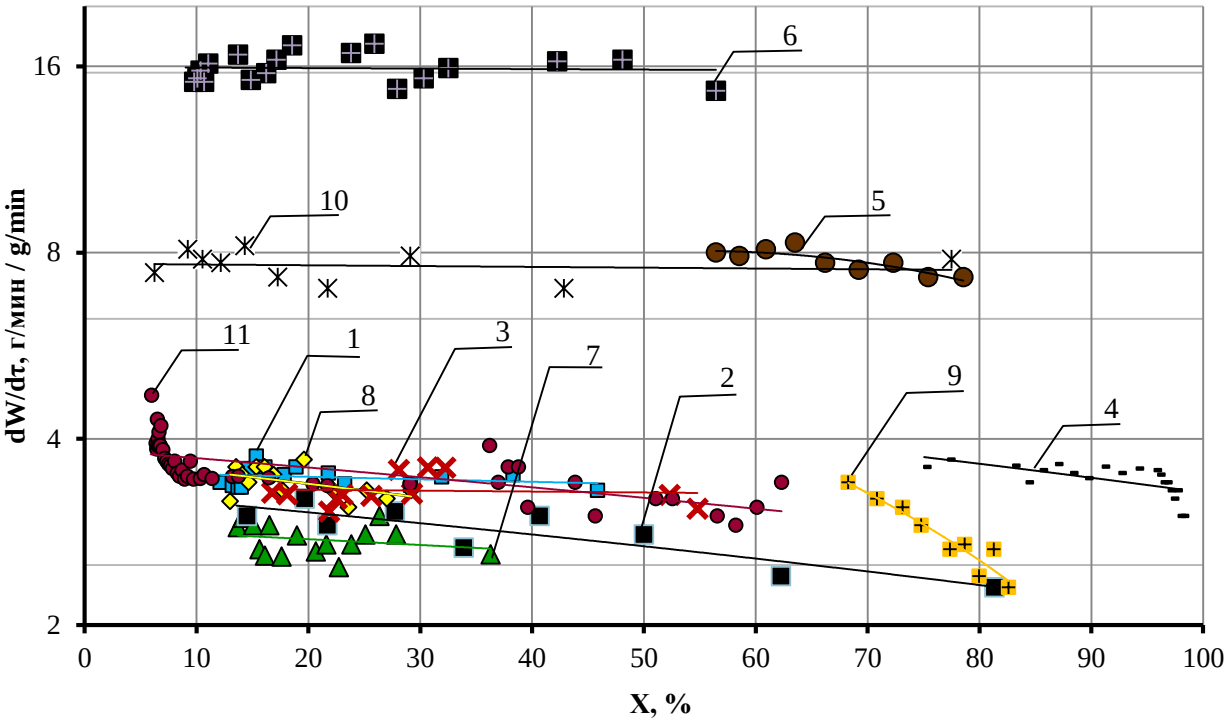
Исследование микроволнового вакуум-выпарного аппарата проводилось в широком диапазоне изменения параметров, для растворов на основе воды, этилового спирта, ацетона при постоянном разряжении 10 кПа (Таблица 5).

Экспериментальный стенд состоял из экстракционной камеры, блока силовой электроники, регулируемого системой управления, водяного охлаждения, вакуумного насоса, образцового манометра и весов контроля массы конденсата.

Таблица 5./ Table 5.

Характеристика объектов и режимов выпарки / Characteristics of objects and modes of evaporation

	Объект / Object	Растворитель / Solvent	Удельная мощность, Вт/м^2 / Specific power, W / m^2	Концентрация / concentration, %	
				сырья / raw	продукта / product
1	Сок яблочный / Apple juice	Вода / Water	6500	11,6	45,8
2	Сок эхинацеи / Echinacea juice	Вода / Water	6500	13,5	36,3
3	Сок свекольный / Beetroot juice	Вода / Water	6500	12,2	81,3
4	Молоко / Milk	Вода / Water	6500	12	29
5	Паста томатная / Tomato paste	Вода / Water	6500	16	54,8
6	Древесина дуба / Oak bark	Вода / Water	1700	63	82,6
7	Песок / Sand	Вода / Water	6500	74,1	97,8
8	Вино / Wine	Вода+этанол / Water+Ethanol	6500	5,8	62,3
9	Экстракт масла кофе / Coffee oil extract	Этанол / Ethanol	13100	6	77,5
10	Кофейный шлам / Coffee sludge	Этанол / Ethanol	6500	56	78,6
11	Экстракт масла виноградных косточек / Grape seeds oil extract	Ацетон / Acetone	19700	8,6	56,4



1 – сок яблочный / apple juice; 2 – сок свекольный / beetroot juice; 3 – паста томатная / tomato paste; 4 – песок / sand; 5 – кофейный шлам / coffee sludge; 6 – масло виноградных косточек / grape seeds oil; 7 – сок эхинацеи / Echinacea juice; 8 – молоко / milk; 9 – дуб / oak bark; 10 – кофейное масло / coffee oil; 11 – вино / wine

Рис. 11. Линии скорости выпаривания. / Fig. 11. Evaporation rate lines.

Задачей исследований было определить влияние вида сырья и концентрации на величину паропроизводительности. Опыты проводились при удельной мощности

микроволнового поля 6500 Вт/м^2, при давлении в камере 10… 20 кПа.

Результаты исследований (рис.11) позволяют сделать два основных вывода.

1. Значение паропроизводительности практически не зависит от концентрации сырье влаги.

2. Основным фактором, который определяет величину паропроизводительности, является вид растворителя, его скрытая теплота фазового перехода. Видно (рис.11), что линии паропроизводительности расслоились на водосодержащие, спиртосодержащие и ацетоносодержащие. Именно по этому фактору планируется провести обобщение и получить одну критериальную модель для всех рассмотренных продуктов.

Опыты по сушке (рис.8) показывают, что сложные процессы при сушке можно упрощенно рассматривать как последовательно протекающие процессы практически постоянной скорости (до влагосодержаний w<20%) и линейно уменьшающейся скорости (при влагосодержанияx10%<w<20%).

Выводы. Методологический аспект работы заключается в том, что предложен универсальный показатель (do) энергетической эффективности системы, который не зависит от термодинамической специфики и колебаний цен на энергоносители. Показатель отражает отношение масс выходной величины (удаленной влаги) к входной (топлива).

Энергетический аспект подтверждает, что электромагнитные технологии выпаривания практически не уступают традиционным по показателю (do).

Для электромагнитных технологий сушки показатель (do) в несколько раз превышает традиционные. Причина – возможность удаления влаги в виде тумана. Важную роль играет и вид самой электромагнитной энергии. В традиционной конвективной схеме сушильный агент отдает энергию сначала поверхностной влаге, затем сухой части продукта, которая передает энергию влаги в капиллярах. Так протекает традиционная конвективная сушка, результатом которой считается поток влажного пара. В ИК – сушке капиллярная влага удаляется частично непосредственно электромагнитной энергией, а частично так, как и конвективной сушке.

В случае микроволновой (МВ) сушки из капилляров за счет бародиффузии может наблюдаться поток смеси влажного пара и капель воды. Состав такой смеси и характеризует удельные затраты энергии на процесс обезвоживания. Чем больше доля капель – тем меньше затрат энергии.

Самые высокие значения показателя (d_o) в установках блочного вымораживания, разработанных в ОНАПТ.

Технологический аспект работы подтверждает, что инновационные технологии ОНАПТ микроволновой вакуумной выпарки и сушки обеспечивают высокую степень сохранения пищевого потенциала сырья.

Инновационные технологии ОНАПТ блочного вымораживания полностью сохраняют вкус, цвет, аромат и остальные компоненты пищевого потенциала сырья.

Литература (References)

[1] Gabor D., Colombo U., King A. S. Beyond the age of waste: a report to the Club of Rome. – Elsevier, 2016. 258 p.

[2] Clapp J., Newell P., Brent Z. W. The global political economy of climate change, agriculture and food systems. *The Journal of Peasant Studies*. 2018. vol. *45*, no. 1, 80-88.

[3] Govindan K. Sustainable consumption and production in the food supply chain: A conceptual framework. *International Journal of Production Economics*, 2018. *195*, 419-431.

[4] Cai, X., Wallington, K., Shafiee-Jood, M., & Marston, L. Understanding and managing the food-energy-water nexus–opportunities for water resources research. *Advancesin Water Resources*, 2018. *111*, 259-273.

[5] Prosekov A. Y, & Ivanova S. A. Food security: The challenge of the present. *Geoforum*, 2018. vol. *91*, 73-77.

[6] Marsden T. Theorising food quality: some key issues in understanding its competitive production and regulation. *In Qualities of food. Manchester University Press.* 2018. 129-155.

[7] Balin B. E., Akan D. M. EKC hypothesis and the effect of innovation: A panel data analysis. *Journal of Business Economics and Finance.* 2015. vol. 4. no. 1. 81-91.

[8] Gennadii Ryabcev. The Problem of Informal Impact In The Activities Of Regulatory Authorities And The Ways Of Its Solutions. *Strategic Priorities*. 2017. vol. 44. №. 3. 59-66.

[9] Кирич Н. Б., Кінаш І. А. Ресурсоощадність харчових переробних підприємств вимога дня. *Book of abstracts International scientific and technical conference" State and prospects of*

food science and industry". ТНТУ, 2015.с. 196-198.
[10] Hosovskyi R. et al. Diffusive mass transfer during drying of grinded sunflower stalks. *Chemistry & Chemical technology*. 2016. vol. 10, no. 4. 459-464.
[11] Sabarez, Henry T. "Thermal Drying of Foods." *Fruit Preservation*. Springer, New York, NY, 2018. 181-210.
[12] Kumar, C., and M. A. Karim. "Microwave-convective drying of food materials: A critical review." *Critical reviews in food science and nutrition* 59.3 (2019): 379-394.
[13] Monteiro, Ricardo L., et al. "Microwave vacuum drying and multi-flash drying of pumpkin slices." *Journal of food engineering* 232, 2018: 1-10.
[14] Rahman, M. M., et al. "Multi-scale model of food drying: Current status and challenges." *Critical reviews in food science and nutrition* 58.5, 2018: 858-876.
[15] Sabarez, H. T., S. Keuhbauch, and K. Knoerzer. "Ultrasound assisted low temperature drying of food materials." *IDS 2018. 21st International Drying Symposium Proceedings. Editorial Universitat Politècnica de València*, 2018. p/1245-1250.
[16] Zambon, A., et al. "Supercritical CO2 drying of food matrices." IDS 2018. *21st International Drying Symposium Proceedings. Editorial Universitat Politècnica de València*, 2018. p. 17-23
[17] Rodríguez, Óscar, et al. "Application of power ultrasound on the convective drying of fruits and vegetables: effects on quality." *Journal of the Science of Food and Agriculture* 98.5, 2018: 1660-1673.
[18] Khajehei F., Niakousari M., Eskandari M. H., Sarshar M. Production of Pomegranate juice concentrate by complete block cryoconcentration process. *Journal of Food Process Engineering*. 2015, vol. 38, no. 5, 488-498.
[19] Chantasiriwan S. Simulation of quadruple-effect evaporator with vapor bleeding used for juice heating. *International Journal of Food Engineering*. 2016, vol. 2, no. 1, 36-41.
[20] Ul'ev L., M., Vasil'ev M. A. Heat and power integration of processes for the refinement of coking products. *Theoretical Foundations of Chemical Engineerin*g. 2015. vol. 49. no. 5. 676-687.
[21] Burdo O. G., Bandura V. N., & Levtrinskaya Y. O. Electrotechnologies of targeted energy delivery in the processing of food raw materials. *Surface Engineering and Applied Electrochemistry*. 2018. vol. 54, no. 2, 210-218.
[22] Burdo O., Bandura V., Zykov A., Zozulyak I., Levtrinskaya Y., Marenchenko E. Development of wave technologies to intensify heat and mass transfer processes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. vol. 4, no. 11(88). 34-42.
[23] Левин С. Е., Нагибин С. Я., Шилов В. В. Мониторинг промышленной безопасности топливно-энергетического комплекса. *Национальная безопасность России: актуальные аспекты*. 2018. 30-36.
[24] Тришин Ф. А., Трач А. Р., Орловская Ю. В. Управление потоками энергии в низкотемпературных разделительных установках. *Проблемы региональной энергетики*. 2018. Vol. 1, no. 36. С. 72-86.

Сведения об авторах:

Бурдо Олег Григорьевич, д.т.н., профессор, зав. каф. процессов, оборудования и энергетического менеджмента. Сфера научных интересов: тепломассообмен, нанотехнологии, энергоэффективность
г.Одесса, Украина
E-mail: poem.onaft@gmail.com

Кашкано Марьяна Анатольевна, к.т.н., доцент кафедры ресторанного и оздоровительного питания ОНАПТ. Сфера научных интересов: усовершенствование технологий производства пищевых продуктов.
г.Одесса, Украина
E-mail: poem.onaft@gmail.com

Гаврилов Александр Викторович
к.т.н., доц. каф. технологии и оборудования производств и переработки продукции животноводства. Сфера научных интересов: процессы обезвоживания пищевых продуктов, энергоэффективность
E-mail: tehfac@mail.ru

Терзиев Сергей Георгиевич, д.т.н., председатель правления ПАО «Енни Фудз». Сфера научных интересов: экоиндустрия АПК, экстрагирование.
E-mail: poem.onaft@gmail.com

Пилипенко Евгений Александрович,
инженер кафедры процессов, оборудования и энергетического менеджмента ОНАПТ. Сфера научных интересов: экстрагирование, обезвоживание пищевых продуктов.
E-mail: poem.onaft@gmail.com

Левтринская Юлия Олеговна, к.т.н., асс. кафедры процессов, оборудования и энергетического менеджмента. Сфера научных интересов: экстрагирование, экоиндустрия АПК
E-mail: levtrinska@ukr.net

Сиротюк Илья Вадимович, аспирант кафедры процессов, оборудования и энергетического менеджмента
Сфера научных интересов: процессы тепломассообмена, обезвоживание.
E-mail: ilyxin09@gmail.com

Computational and Experimental Studies into Concentration Limits of Associated Petroleum Gas Combustion

Bachev N.L., Matyunin O.O., Bulbovich R.V., Betinskaya O.A., Shilova A.A.
Perm National Research Polytechnic University
Perm, Russian Federation

Abstract. The issue of utilizing associated petroleum gas from low-yield fields in gas turbine power plants has become relevant recently. To develop universal power plants ensuring steady combustion of dissimilar in composition and highly ballast gases from different fields, reliable information on their combustion limits under real operating conditions is required. Composition analysis of associated petroleum gases from various fields of the Russian Federation shows that the volume fraction of ballast components can be as high as 90 %, heavy hydrocarbons up to 10 %, hydrogen sulfide-up to 6 %. This work is aimed to theoretical determination and experimental confirmation of combustion concentration limits of associated petroleum gas. Another purpose is to work out recommendations for selection of the excess air ratio in the primary zone of the chamber at the design stage. This is achieved by theoretical determination of the air access coefficient on the upper and lower combustion limits using phlegmatization methods and experimental substantiation of the computational results. The first experimental results were obtained in the process of burning petroleum gases collected directly in the fields with the volume fraction of ballast components 26 % and 40 %. To clearly determine the presence of combustion in the chamber, a synchronous video recording of the process was conducted. Computational and experimental studies into concentration limits of associated alternated composition petroleum gas combustion resulted in some recommendations on organizing stable diffusion and homogeneous combustion in one-, two- or three-zone combustion chambers.
Keywords**:** associated petroleum gases, flammability limits, excess air ratio, ballasting components, experimental setup.
DOI: 10.5281/zenodo.3367068

Calculele și studiile experimentale ale limitelor de concentrație de ardere a gazelor petroliere asociate

Bacev N.L., Matiunin O.O., Bulibovici R.V., Betinskaia O.A., Șilova A.A.
Universitatea națională tehnică de cercetare din Permi
Permi, Federația Rusă

Rezumat. În ultimii ani problema utilizării gazelor petroliere asociate în câmpurile cu randament redus, folosind centrale electrice cu turbină este foarte de actualitate. Pentru a elabora camere universale de combustie ale unor astfel de instalații, care să asigure o combustie stabilă a compoziției eterogene și a gazelor puternic balastate pe diferite câmpuri, este necesară informație fiabilă cu privire la limitele combustiei lor în condiții de operare reale. O analiză a compoziției gazelor petroliere asociate din diferite domenii ale Federației Ruse a arătat că conținutul de componente necombustibile (azot, dioxid de carbon, vapori de apă) poate ajunge la 90%, hidrocarburi grele (pentan și mai mari) - până la 10%, hidrogen sulfurat - până la 6%. Scopul acestei lucrări este determinarea teoretică și confirmarea experimentală a limitelor de concentrație ale combustiei gazelor petroliere asociate balastate, precum și elaborarea recomandărilor pentru alegerea coeficientului de aer în exces în zona primară a camerei în faza de proiectare. Obiectivul este realizat prin determinarea teoretică a coeficientului de aer în exces la limitele superioare și inferioare ale combustiei, folosind metode de flegmatizare și confirmarea experimentală a rezultatelor calculate. Pentru prima dată, rezultatele experimentale au fost obținute în procesul de ardere a gazelor petroliere prelevate direct pe câmpuri, cu un conținut de componente de balastare de 26% și 40%. În procesul studiilor experimentale, au fost determinați coeficienții de exces de aer în limitele de combustie superioare și inferioare și profilurile longitudinale de temperatură în flacără de-a lungul axei arzătorului.
Cuvinte-cheie**:** gaze peteroliere asociate, limite de ardere de concentrație, coeficientul de exces al aerului, componente balastate, instalație experimentală.

Расчетно-экспериментальные исследования концентрационных пределов горения попутных нефтяных газов

Бачев Н.Л., Матюнин О.О., Бульбович Р.В., Бетинская О.А., Шилова А.А.
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
Пермь, Российская Федерация

Аннотация. Вопрос об утилизации попутных нефтяных газов на малодебитных месторождениях с

© Бачев Н.Л, Матюнин О.О.,
Бульбович Р.В., Бетинская О.А.,
Шилова А.А., 2019

использованием газотурбинных энергоустановок в последние годы является весьма актуальным. Для разработки универсальных камер сгорания таких установок, которые бы обеспечивали устойчивое горение разнородных по составу и сильно забалластированных газов на разных месторождениях, требуется достоверная информация по пределам их горения в реальных условиях эксплуатации. Анализ составов попутных нефтяных газов различных месторождений Российской Федерации показал, что содержание негорючих компонентов (азот, углекислый газ, пары воды) может достигать 90 %, тяжелых углеводородов (пентан и выше) – до 10 %, сероводорода – до 6 %. Целью данной работы является теоретическое определение и экспериментальное подтверждение концентрационных пределов горения забалластированных попутных нефтяных газов, а также разработка рекомендаций по выбору коэффициента избытка воздуха в первичной зоне камеры на этапе проектирования. Поставленная цель достигается теоретическим определением коэффициента избытка воздуха на верхнем и нижнем пределах горения с использованием методов флегматизации и экспериментальным подтверждением расчетных результатов. Впервые экспериментальные результаты получены в процессе сжигания нефтяных газов, отобранных непосредственно на месторождениях, с содержанием балластирующих компонентов 26 % и 40 %. В процессе экспериментальных исследований определялись коэффициенты избытка воздуха на верхнем и нижнем пределах горения и продольные профили температуры в пламени по оси горелки. О положении фронта пламени в камере можно судить по показаниям термопар в зоне пламени и кадрам видеосъемки внутрикамерного процесса. Расчетно-экспериментальные исследования пределов горения забалластированных разнородных по составу нефтяных газов позволили выработать рекомендации по организации стабильного диффузионного или гомогенного горения в первичных зонах камер сгорания утилизационных микрогазотурбинных энергоустановок.

***Ключевые слова*:** попутные нефтяные газы, концентрационные пределы горения, коэффициент избытка воздуха, балластирующие компоненты, экспериментальная установка.

ВВЕДЕНИЕ

При утилизации разнородных по составу и забалластированных попутных нефтяных газов (ПНГ) в газотурбинных установках (ГТУ) непосредственно на малодебитных месторождениях особую актуальность приобретают вопросы по организации устойчивого горения ПНГ в универсальных камерах сгорания (КС). ПНГ имеют переменный состав в зависимости от месторождения, времени года и даже времени суток.

Для организации устойчивого горения забалластированных ПНГ разных месторождений требуется задание универсального значения коэффициента избытка воздуха в утилизационной КС. Для его задания необходимо знать нижний и верхний пределы горения ПНГ.

Пределы горения различных топливных композиций, в том числе, содержащих балластирующие компоненты изучались теоретически и экспериментально, прежде всего, с точки зрения гарантированной безопасности в промышленных и бытовых условиях.

В [1] проведен подробный литературный обзор пределов воспламеняемости горючих смесей для систематизации теоретических и практических знаний и проанализированы методы экспериментального определения нижнего и верхнего пределов воспламенения.

Пределы воспламенения чаще всего определяются с использованием правила Ле-Шателье. Однако экспериментальные исследования [2] показали, что с его помощью можно корректно оценить только нижний предел воспламенения. А в работе [3] показано, что при высоком содержании балластирующих компонентов данный метод дает некорректные результаты и по нижним, и по верхним пределам воспламенения.

Поэтому в работах [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10] предложены разные теоретические модели определения концентрационных пределов воспламенения. В [3] с использованием уравнения теплового баланса рассмотрены потенциалы нагрева и гашения, которые учитывают двойной вклад каждого компонента. Этот метод эквивалентен правилу Ле-Шателье, но обладает повышенной гибкостью при учете балластирующих компонентов. В [9] использовано уравнение энергетического баланса, что дало возможность при расчете пределов горения не использовать экспериментальные данные. В [10] с использованием уравнений сохранения массы и энергии получены выражения для коэффициентов флегматизации, которые зависят от концентрации балластирующих компонентов и позволяют учесть их влияние на пределы горения.

Среди экспериментальных исследований по воспламеняемости газовых топливных

смесей с воздухом следует отметить работы [11, 12, 13, 14]. Эксперименты показали, что диапазон воспламеняемости расширяется с увеличением начальных температуры и давления. Верхний предел зависит от давления по логарифмическому закону, нижний предел от давления не зависит, а от температуры оба предела зависят линейно. Увеличение влажности воздуха в составе смеси с метаном приводит к снижению пределов воспламенения и увеличению риска взрыва.

Результаты экспериментальных исследований по воспламеняемости жидкофазных горючих с воздухом содержатся в [1, 2, 15, 16, 17, 18, 19].

Обзор имеющихся результатов показал отсутствие теоретических и экспериментальных данных по пределам воспламенения сильно забалластированных, разнородных по составу ПНГ. Целью данной работы является выработка рекомендаций для организации устойчивого горения ПНГ в утилизационных КС ГТУ, полученных на основе теоретических и экспериментальных исследований по воспламенению сильно забалластированных ПНГ.

КОНЦЕНТРАЦИОННЫЕ ПРЕДЕЛЫ ГОРЕНИЯ

В последние годы особенно остро стоит вопрос утилизации нефтяных газов (НГ) на малодебитных месторождениях Российской Федерации. С этой целью предложено создание отечественных микротурбинных установок мощностью до 200 кВт. Основным агрегатом таких установок является универсальная КС, которая должна обеспечивать устойчивое горение разнородных по составу и теплопроизводительности НГ разных месторождений. Поэтому целесообразным является определение коэффициента избытка воздуха на концентрационных пределах горения НГ различных месторождений и выбор универсального коэффициента в зоне горения одно-, двух- или трехзонной КС.

Исследования показали, что концентрационные пределы горения горючих и забалластированных топливных газов по коэффициенту избытка воздуха очень сильно отличаются друг от друга.

В таблице 1 представлены пределы горения индивидуальных горючих и природного газов.

Таблица 1[1]

Пределы горения стандартных топливных и природного газов.[2]

	$L_{В}$, об. % (vol. %)	$L_{Н}$, об. % (vol. %)	K_{m0}	K_{v0}	$\alpha_{в}$	$\alpha_{н}$
H_2S	45,0	4,5	6,10	7,28	0,17	2,92
C_6H_{14}	8,0	1,0	15,27	45,52	0,25	2,18
C_5H_{12}	7,8	1,5	15,36	38,32	0,31	1,84
C_4H_{10}	8,6	1,8	15,49	32,46	0,33	1,68
C_3H_8	9,5	2,3	15,71	24,40	0,39	1,74
C_2H_6	12,5	3,2	16,13	16,95	0,41	1,78
CH_4	15,0	5,0	17,28	9,60	0,59	1,98
H_2	71,4	6,2	34,56	2,41	0,17	6,28
Природный газ (Natural Gas)	14,8	4,8	16,62	2,46	0,64	2,21

Здесь: K_{m0}, K_{v0} – массовое и объемное стехиометрические соотношения компонентов; $L_{В}$, $L_{Н}$ – верхний и нижний пределы горения в объемных процентах горючего; $\alpha_{в}$, $\alpha_{н}$ – коэффициенты избытка воздуха на верхнем и нижнем пределах горения соответственно.

(Here: K_{m0}, K_{v0} – mass and volumetric stoichiometric ratio; $L_{В}$, $L_{Н}$ – upper and lower combustion limits; $\alpha_{в}$, $\alpha_{н}$ – air excess factor on upper and lower combustion limits.)

Анализ данных в таблице 1 показывает, что при сжигании индивидуальных топливных и природного газов возможна организация богатого, бедного или богато-бедного горения.

В таблице 2 приведены компонентные составы исследуемых НГ различных месторождений Российской Федерации [20].

Таблица 2[3]

Компонентный состав нефтяных газов.[4]

Компонент, об. % (Component, vol. %)	Нефтяные газы (Petroleum gases)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CH_4	72,7	49,2	39,5	52,5	58,0	28,0	18,7	5,1	8,4	4,2
C_2H_6	3,9	15,8	20,6	14,7	7,2	13,2	15,2	3,1	5,1	2,0
C_3H_8	8,7	16,8	20,0	10,5	8,5	17,5	15,9	5,5	4,2	2,3
C_4H_{10}	8,9	9,4	7,6	7,4	7,0	9,8	7,4	9,8	1,7	1,5
C_5H_{12}	4,2	5,6	3,5	3,7	5,8	4,8	1,3	5,2	1,2	0,7
C_6H_{14}	0	0	0	0	0	0	0,3	0	0,4	0,2
H_2S	0	0	0,4	0	0	0	0,3	0	0	0
CO_2	0,6	0,7	3,2	3,0	3,0	0,5	0,9	4,7	0,3	0
N_2	1,0	2,5	5,2	8,2	10,5	26,2	40,3	66,6	78,7	89,0
Объемное содержание негорючих компонентов, об. % (Ballast components concentration, vol. %)	1,6	3,2	8,4	11,2	13,5	26,7	41,2	71,3	79,0	89,0

Здесь: 1 – Мамонтовское месторождение (Ханты-Мансийский автономный округ); 2 – Усинское месторождение (Республика Коми); 3 – Уршакское месторождение (Республика Башкортостан); 4 – Зимняя Ставка (Ставропольский край); 5 – Старогрозненское месторождение (Чеченская республика); 6 – Елабужское месторождение (Республика Татарстан); 7 – Шемети (Пермский край); 8 – Салаушское месторождение (Тульская область); 9 – Гремихинское месторождение (Удмуртская Республика.);10 – Чутырское месторождение (Удмуртская Республика)

(Here: 1 – Mamontovskoye field (Khanty-Mansi Autonomous Area); 2 – Usinskoye field (Komi Republic); 3 – Urshakskoye field (Republic of Bashkortostan); 4 – Zimnyaya Stavka field (Stavropol krai); 5 – Starogroznenskoye field (Chechen Republic); 6 – Elabuzhskoye field (Republic of Tatarstan); 7 – Shemeti field (Perm region); 8 – Salaushskoye field (Tula region); 9 – Gremikhinskoe field (Udmurtia); 10 – Chutyrskoe field (Udmurtia))

С увеличением содержания негорючих компонентов (N_2, CO_2, H_2O) возрастают проблемы по организации устойчивого горения. Тяжелые углеводороды (пентан и выше) при условиях подачи в утилизационную камеру ГТУ могут находиться в конденсированном состоянии.

Для их исключения следует применять сепараторы или подогреватели топливного газа в составе энергоустановки.

Содержание сероводорода в составе НГ увеличивает концентрацию серосодержащих соединений SO_x и серной кислоты H_2SO_4 в составе продуктов сгорания, что приводит к коррозионному уносу конструктивных элементов по «горячему» тракту установки.

Массовые стехиометрические соотношения между воздухом и топливным газом определялись по формуле (1).

Объемные стехиометрические соотношения между воздухом и топливным газом определялись по формуле (2)

На рисунке 1 приведены графические зависимости нижнего и верхнего пределов горения в объемных процентах топливного газа от содержания негорючих компонентов.

Здесь и далее содержание негорючих компонентов соответствует составам реальных ПНГ, представленных в таблице 2.

Нижние и верхние пределы горения определены с использованием теоретической модели, основанной на коэффициентах флегматизации [10].

С увеличением содержания балластирующих компонентов в топливном газе требуется подводить большее количество топливного газа на единицу объема топливо-воздушной смеси.

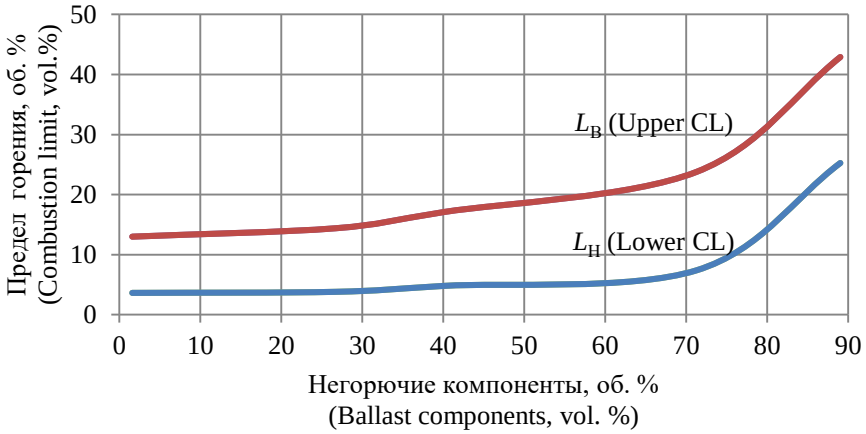


Рис. 1. Зависимости верхнего и нижнего концентрационных пределов горения НГ от содержания негорючих компонентов.[5]

$$K_{m0} = \frac{\frac{8}{3}\cdot g_C^{\text{гор}} + 8\cdot g_H^{\text{гор}} + g_S^{\text{гор}} - g_O^{\text{гор}}}{g_O^{\text{ок}} - \frac{8}{3}\cdot g_C^{\text{ок}} + 8\cdot g_H^{\text{ок}} - 8\cdot g_S^{\text{ок}}}, \qquad (1)$$

где $g_i^{\text{гор}}, g_i^{\text{ок}}$ – массовые доли *i*-го элемента в составе ПНГ и воздуха соответственно.

Массовые доли i-го элемента

$$g_i = \frac{A_i \cdot m_i}{\sum A_i \cdot m_i}, \qquad (2)$$

где A_i – атомная масса *i*-го элемента; m_i – количество атомов *i*-го элемента в условной химической формуле воздуха или ПНГ.

$$K_{v0} = \frac{\rho_{\text{гор}}}{\rho_{\text{ок}}} \cdot K_{m0}, \qquad (3)$$

где $\rho_{\text{гор}}$, $\rho_{\text{ок}}$ – плотности горючего и окислителя соответственно.

На рисунке 2 приведены графические зависимости массового K_{m0} и объемного K_{v0} стехиометрических соотношений от содержания негорючих компонентов.

Уменьшение K_{m0} и K_{v0} объясняется тем, что с увеличением доли подводимого горючего уменьшается доля подводимого окислителя

.

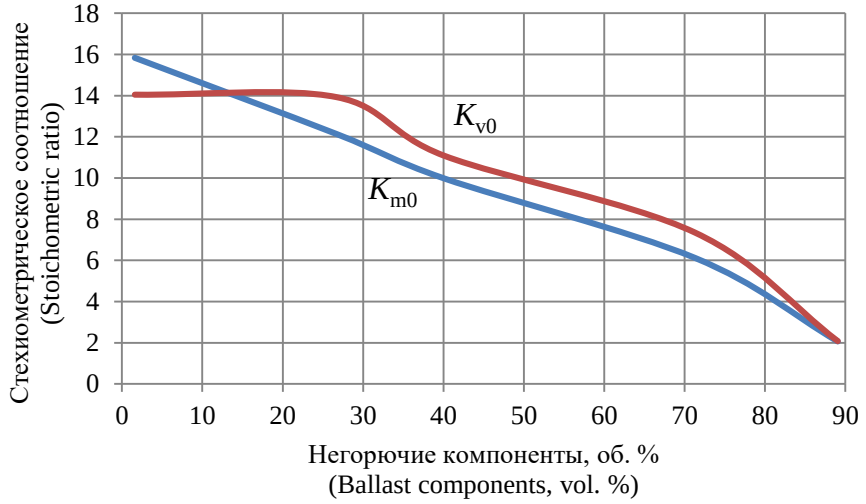


Рис. 2. Зависимости массового и объемного стехиометрических соотношений от содержания негорючих компонентов.[6]

Коэффициент избытка воздуха на верхнем или нижнем пределах горения в данной работе определялся по соотношению

$$\alpha = \frac{1}{K_{v0}} \cdot \frac{100 - L}{L}, \qquad (4)$$

где L – верхний или нижний предел горения ПНГ, об. %.

С другой стороны

$$\alpha = \frac{1}{K_{m0}} \cdot \frac{\dot{G}_{ок}}{\dot{G}_{гор}}, \qquad (5)$$

где $\dot{G}_{ок}$, $\dot{G}_{гор}$ – массовые расходы воздуха и топливного газа.

Из анализа рисунка 2 и приведенной формулы для определения α видно, что в процессе эксплуатации утилизационной ГТУ коэффициент избытка воздуха в камере зависит не только от расходов, но и от состава топливного газа.

На рисунке 3 приведены графические зависимости коэффициента избытка воздуха на нижнем и верхнем пределах горения от содержания негочих компонентов в топливном газе.

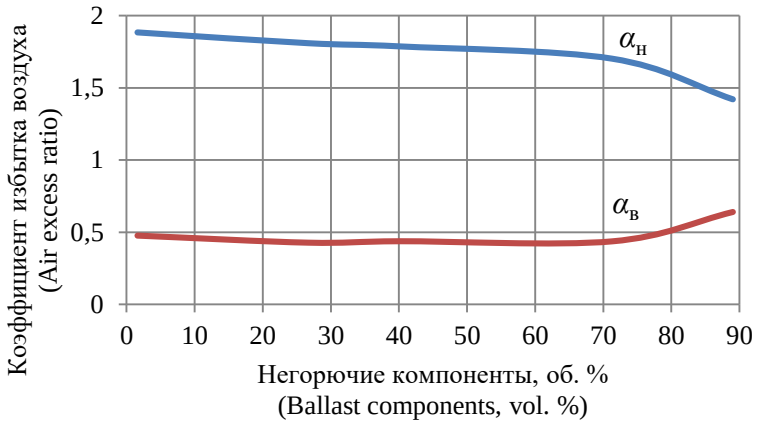


Рис. 3. Зависимости коэффициентов избытка воздуха на верхнем и нижнем пределах горения от содержания негорючих компонентов.[7]

Анализ рисунка 3 показывает, что при проектировании утилизационных КС коэффициент избытка воздуха в зоне горения должен находиться примерно в диапазоне (0,44 – 1,70).

Теоретически показано, что ПНГ с содержанием балластирующих компонентов 89,0 об. % будет устойчиво гореть в диапазоне от 0,64 до 1,42. Однако авторам известны неудачные попытки воспламенения подобных ПНГ. Самой вероятной причиной этих неудач является несоответствие скорости движения смеси в КС и скорости турбулентного горения, но данное утверждение требует дополнительных исследований.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования закономерностей горения забалластированных НГ проводились на экспериментальном стенде, фото которого приведено на рисунке 4.

В конструкции экспериментальной КС предусмотрена сменная форсуночная головка с целью исследования влияния различных типов и схем расположения форсунок на параметры рабочего процесса. В данной серии экспериментов использовалась струйная форсунка топливного газа диаметром 0,001 м, расположенная в центре головки. Подача воздуха в КС осуществлялась от ресивера через четыре струйных форсунки диаметром 0,003 м, расположенных по окружности диаметром 0,018 м с углом наклона к оси 25 град. Цилиндрическая боковая стенка также является сменной с целью исследования различных схем подвода вторичного воздуха на характеристики горения. В данной серии экспериментов осуществлялось однозонное горение без подвода вторичного воздуха через боковые отверстия.

В процессе экспериментальных исследований определялись температуры, давления и расходы по линиям подачи воздуха и НГ. Температуры в зоне пламени по оси камеры определялись с помощью четырех хромель-алюмелевых термопар. Все параметры регистрировались и записывались с помощью измерительного комплекса «МЕРА».

Рис. 4. Экспериментальныйстенд.[8]

Экспериментальные исследования проводились с использованием отобранного в баллоны НГ непосредственно на месторождении.

Данные по плотности воздуха и топливного газа получены по уравнению состояния

$$\rho = \frac{P}{RT},$$

где P, T – измеряемые давления и температуры по линии подачи воздуха и НГ соответственно; R – газовая постоянная воздуха и НГ соответственно.

Коэффициенты избытка воздуха

$$\alpha = \frac{1}{K_{m0}} \cdot \frac{\rho_{ок} \cdot Q_{ок}}{\rho_{гор} \cdot Q_{гор}},$$

где $Q_{ок}$, $Q_{гор}$ – измеряемые объемные расходы воздуха и НГ соответственно.

Параметры подачи воздуха и топливного газа (расходы, давления и температуры) позволили обеспечить коэффициенты избытка воздуха в диапазоне от 0,40 до 1,32.

Показания термопар в зоне пламени и синхронная видеосъемка процесса позволили оценить наличие горея внутри камеры при установленном значении коэффициента избытка воздуха.

Экспериментальные данные по параметрам подачи воздуха и нефтяного газа и температурам в зоне пламени по оси горелки представлены в таблице 3.

Таблица 3[9]

Данные экспериментальных исследований.[10]

α	$Q_{гор}$, л/мин (lpm)	$Q_{ок}$, л/мин (lpm)	L, об. % (vol.%)	$\rho_{гор}$, кг/м^3 (kg/m^3)	$\rho_{ок}$, кг/м^3 (kg/m^3)	Показания термопар в зоне пламени, К (Flame zone thermocouple readings, K)			
						x/l=0,111	x/l=0,225	x/l=0,480	x/l=0,682
0,40	1,9	8,5	18,2	1,328	1,253	615	633	563	491
0,54	2,3	13,7	14,4	1,315	1,253	633	767	676	586
0,97	5,8	84,0	6,4	1,566	1,264	893	1303	1203	1103
1,17	3,2	56,0	5,4	1,566	1,264	789	1233	1138	1043
1,32	3,4	6,8	4,8	1,566	1,264	703	913	863	813

На рисунке 5 представлены экспериментальные значения температуры в зоне пламени вдоль оси горелки при разных значениях коэффициента избытка воздуха.

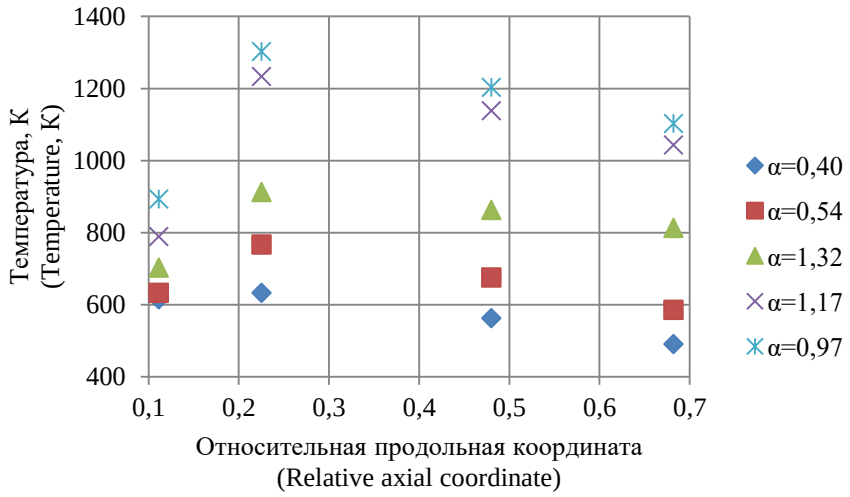


Рис. 5. Экспериментальные значения температуры в зоне пламени.[11]

ВЫВОДЫ

Проведенные экспериментальные и теоретические исследования позволили определить диапазоны воспламеняемости забалластированных НГ по коэффициенту избытка воздуха от 0,40 до 1,70. Указанный диапазон можно реализовать в разных утилизационных камерах следующим образом

1) диффузионное бедное горение в охлаждаемой двухзонной камере с коэффициентами избытка воздуха в первичной зоне в пределах от 1,00 до 1,70;

2) диффузионное богато-бедное горение в охлаждаемой двухзонной камере с коэффициентами избытка воздуха в первичной зоне в пределах от 0,44 до 1,00. Такой тип горения позволяет значительно снизить эмиссию вредных веществ;

3) гомогенное бедное горение предварительно подготовленной топливо-воздушной смеси в первичной зоне охлаждаемой двухзонной КС с коэффициентом избытка воздуха в пределах от 1,00 до 1,70;

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

[1,2]**Table 1.** Standard fuel and natural gases combustion limits.

[3,4]**Table 2.** Oil gases component composition.

[5]**Fig. 1.** Upper and lower combustion limits dependencies on ballast components concentration.

[6]**Fig. 2.** Mass and volume stoichiometric ratios dependencies on ballast components concentration.

[7]**Fig. 3.** Excess air coefficients dependence on the ballast components concentration on the upper and lower combustion limits.

[8]**Fig. 4.** Experimental setup.

[9,10]**Table 3.** Experimental data.

[11]**Fig. 5.** Flame zone experimental temperature values.

Литература (References)

[1] Coronado C.J., Carvalho J.A. Jr., Andrade J.C., Cortez E.V., Carvalho F.S., Santos J.C., Mendiburu A.Z. Flammability limits: A review with emphasis of ethanol for aeronautical applications and description of the experimental procedure. Journal of Hazardous Materials, 2012, vol. 241-242, pp. 32-54.

[2] Cauê Cainã Mohler dos Santos, Everton Zanoelo. Flammability limits of iso-butanol/iso-octane/n-heptane blends. Fire Safety Journal, 2017, vol. 88, pp. 40-44.

[3] Tingguang Ma. A thermal theory for estimating the flammability limits of a mixture. Fire Safety Journal, 2011, vol. 46, Issue 8, pp. 558-567.

[4] Elkin I. Gutiérrez Velásquez, Christian J.R. Coronado, Juan C. Quintero Cartagena, João A. Carvalho Jr., Andrés Z. Mendiburu, José C. Andrade, Ely V. Cortez, José C. Santos. Prediction of flammability limits for ethanol-air blends by the Kriging regression model and response surfaces. Fuel, 2017, vol. 210, pp. 410-424.

[5] Andrés Z. Mendiburu, João A. de Carvalho Jr., Christian R. Coronado. Determination of upper flammability limits of CHO compounds in air at reference temperature and atmospheric pressure. Fuel, 2017, vol. 188, pp. 212-222.

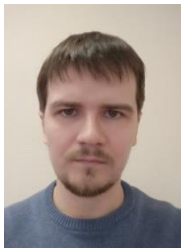
[6] Andrés Z. Mendiburu, Joao Carvalho, Christian R. Coronado, German Raul Chumpitaz Ayala. Determination of lower flammability limits of C-H-O compounds in air and study of initial temperature dependence. Chemical Engineering Science, 2016, vol. 144, pp. 188-200.

[7] Andrés Z. Mendiburu, João A. de Carvalho Jr., Christian R. Coronado, Justo J. Roberts. Flammability limits temperature dependence of pure compounds in air at atmospheric pressure. Energy, 2017, vol. 118, pp. 414-424.

[8] Mingqiang Wu, Gequn Shu, Hua Tian, Xueying Wang, Yuewei Liu. The thermal theory based equation for correlation between temperature and flammability limits of hydrocarbons. Fuel, 2018, vol. 214, pp. 55-62.
[9] Horng-Jang Liaw, Kuan-Yu Chen. A model for predicting temperature effect on flammability limits. Fuel, 2016, vol. 178, pp. 179-187.
[10] Andrés Z.M., João A. de C. Jr., Christian R.C. Method for determination of flammability limits of gaseous compounds diluted with N2 and CO2 in air. Fuel, 2018, vol. 226, pp. 65-80.
[11] Liao S.Y., Cheng Q., Jiang D.M., Gao J. Experimental study of flammability limits of natural gas-air mixture. Journal of Hazardous Materials, 2005, vol. 119, Issues 1-3, pp. 81-84.
[12] Gan C., Zili L., Chao Y. Experimental study of flammability limits of methane/air mixtures at low temperatures and elevated pressures. Fuel, 2016, vol. 181, pp. 1074-1080.
[13] Wang T., Luo Z., Wen H., Cheng F., Deng J., Zhao J., Guo Z., Lin J., Kang K., Wang W. Effects of flammable gases on the explosion characteristics of CH 4 in air. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2017, vol. 49, Part B, pp. 183-190.
[14] Zamashchikov V.V. On the Flammability Limit. Combustion Explosion and Shock Waves, 2018, vol. 54, Issue 4, pp. 393–397.
[15] Mishra D.P., Rahman A. An experimental study of flammability limits of LPG/air mixtures. Fuel, 2003, vol. 82, Issue 7, pp. 863-866.
[16] Grabarczyk M.G., Porowski R., Teodorczyk A. Flammability characteristics of butanol fuel blends at various initial temperatures. Archivum Combustionis, 2014, vol. 34, pp. 49-70.
[17] Bruna Maria Marmentini Vivas, Éverton Fernando Zanoelo. An Experimental Investigation of Flammability Limits and Autoignition Temperatures of Petrofuels and Biofuels in a Tubular Burner. Combustion Science and Technology, 2011, vol. 183, Issue 12, pp. 1433-1444.
[18] Hamidi N., Ilminnafik N. Inert Effects on Flammability Limits and Flame Propagation of LPG by CO2. Applied Mechanics and Materials, 2014, vol. 664, pp. 226-230.
[19] Liaw H.J., Chen C.C., Lin N.K., Shu C.M., Shen S.Y. Flammability Limits Estimation for Fuel-Air-Diluent Mixtures Tested in a Constant Volume Vessel. Process Safety and Environmental Protection, 2016, vol. 100, pp. 150-162.
[20] Yermakov V.I., Zorkin L.M., Skorobogatov V.A., Staroselskiy V.I. Geologiya I geohimiya prirodnyh goryuchih gazov: Spravochnik [Geology and geochemistry of natural combustible gases: Handbook]. Nedra, 1990, 315 p. (In Russian).

Сведения об авторах.

Бачев Николай Леонидович - к.т.н., доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: утилизационные газотурбинные установки.
E-mail: bnl54@yandex.ru



Матюнин Олег Олегович – старший преподаватель кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: численное моделирование рабочих процессов в ЭУ.
E-mail: matoleg@gmail.com

Шилова Алена Алексеевна - инженер кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: рабочие процессы в КС ЭУ.
E-mail: alyona1203@gmail.com

Бульбович Роман Васильевич – д.т.н., профессор кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: авиационное и ракетное двигателестроение.
E-mail: Bulbovich@pstu.ru

Бетинская Оксана Андреевна – к.т.н, доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: турбомашины и комбинированные ЭУ.
E-mail:
oksanochka_zueva@mail.ru

Impact of centralized and individual heating systems in residential buildings from Environmental Considerations. Case study for Chisinau

Tirsu M.S., Lupu M.L., Postoronca Sv.A.
Institute of Power Engineering
Chisinau, Republic of Moldova

Abstract. The paper aims to provide argumentation of centralized district heating system use from the consideration of harmlessness for both public health and environment, in comparison with the use of individual heating units, installed in residential areas of the Chisinau municipality. Proposed goal have been reached performing the comparison on quantitative harmful emissions resulting from the operation of these two types of heating, using emissions factors, deducted from the specific consumption of thermal energy. The issue's relevance is proved by the existence of considerable number of disconnected users from the centralized heating, though last years, this trend is decreasing. As regard to new buildings, they continue to give priority to the individual heating. Statistical data provided by specialized institutions of the municipality underlines the increased share of incidents of intoxication with combustion products, namely carbon oxide, followed by poisoning from gas leaks, shingles caused by explosions in violation of the operating rules of such equipment, also registering lethal cases. New results are the determination of the difference in emission values for both cases. The importance of the obtained results is that for the generation of thermal energy in a centralized heating system using cogeneration technology, harmful emissions into the environment are 28% less than when using individual heat supply systems. This received ascertainment could serve as an important argumentation for the obvious priority of the centralized heating system in the municipality versus the use of individual units.

***Keywords*:** heating, centralized system, natural gas, public health, pollutant emissions, CHP.
DOI: 10.5281/zenodo.3367070

Impactul sistemelor de încălzire centralizată şi individuală în clădirile cu multe apartamente asupra ecologiei. Studiu de caz pentru municipiul Chişinău

Tîrşu M.Ş., Lupu M.L., Postoroncă Sv.A.
Institutul de Energetică
Chişinău, Republica Moldova

Rezumat. Scopul prezentei lucrări este argumentarea utilizării sistemului centralizat de aprovizionare cu energie termică din considerente de inofensivitate faţă de sănătatea publică şi de mediul ambiant, în comparaţie cu utilizarea centralelor termice individuale, montate nemijlocit în spaţiile rezidenţiale din municipiul Chişinău. Scopul propus a fost atins în urma comparaţiei cantitative a emisiilor poluante, eliminate în urma funcţionării ambelor tipuri de încălzire. Actualitatea subiectului lucrării parvine din existenţa unui număr impunător de utilizatori debranşaţi de la sistemul centralizat, deşi în perioada ultimelor ani dinamica de deconectare este în scădere. Continuă a avea prioritate montarea echipamentelor termice individuale în clădirile noi. Statistica oferită de instituţiile specializate din municipiu scoate în evidenţă cota majorată a incidentelor de intoxicaţie cu produse de ardere, în special oxidul de carbon, urmată de intoxicaţii în urma scurgerilor de gaze, arsuri cauzate de explozii la încălcarea normelor de expluatare a acestor echipamente, totodată fiind înregistrate şi cazuri letale. Noutatea rezultatului lucrării constă în compararea valorilor emisiilor pentru aceste două cazuri. Cel mai important rezultat al lucrării este estimarea diferenţei valorii de emisii pentru ambele cazuri, în sistemele individuale depăşind cu 28% emisiile din sistemul centralizat, cu condiţia că energia termică este produsă în regim de cogenerare. Constatarea obţinută serveşte ca argument important pentru prioritatea evidentă a sistemului centralizat de aprovizionare cu energie termică din municipiu faţă de utilizarea centralelor individuale.

***Cuvinte-cheie*:** termoficare, sistem centralizat, gaz natural, sănătate publică, emisii poluante, cogenerare.

Влияние централизованного и индивидуального отопления многоквартирных зданий на экологию (на примере г. Кишинев, Республика Молдова)

Тыршу М.С., Лупу М.Л., Посторонкэ С. А.
Институт энергетики
Кишинев, Республика Молдова

***Аннотация*.** Целью настоящей работы является аргументация использования централизованной системы обеспечения тепловой энергией исходя из присущей ей безвредности по отношению к общественному

© Тыршу М.С., Лупу М.Л., Посторонкэ С.А., 2019 год

здоровью и к окружающей среде, по сравнению с использованием индивидуального отопительного оборудования, смонтированного непосредственно в жилых помещениях муниципия Кишинев. Поставленная цель была достигнута за счет сравнения количества выбросов, образующиеся в результате работы этих двух типов систем отопления. Актуальность предмета исследования исходит из наличия существенного количества потребителей, отключенных от централизованной системы отопления, хотя в последние годы наблюдается резкое снижение такой тенденции. Продолжает пользоваться приоритетом индивидуальное отопление в недавно построенных жилых домах. Статистика, представленная специализированными учреждениями муниципия, говорит о высоком уровне инцидентов отравления угарными газами, в частности окисью углерода, за которым следуют отравления от утечки газа, ожоги, происходящие по причине нарушения правил эксплуатации домашнего газового оборудования, а также летальные исходы. Новыми результатами являются определение разности в значениях выбросов для обоих случаев. Важность полученных результатов состоит в том, что для генерирования тепловой энергии в централизованной системе отопления при использовании технологии когенерации, вредные выбросы в окружающую среду оказываются на 28% меньше, чем при использовании индивидуальных систем обеспечения теплом. Данная констатация позволяет аргументировать явный приоритет использования централизованной системы перед системами индивидуального отопления.
***Ключевые слова*:** отопление, централизованная система, оборудование, природный газ, общественное здоровье, вредные выбросы, когенерация.

ВВЕДЕНИЕ

Данное исследование посвящено предмету выявления преимуществ использования систем централизованного обеспечения тепловой энергией по сравнению с индивидуальным отопительным оборудованием, установленном в отдельной квартире, доме или группы домов. Исследование проводилось с учетом особенностей выделения вредных выбросов при работе отопительных систем в обоих случаях, а также рисков, связанными с отравлениями продуктами горения и с взрывами газового оборудования, как следствие нарушения правил их эксплуатации. Централизованный и индивидуальный подходы отопления имеют свои характерные преимущества и недостатки. С целью оценки наибольшего выигрыша, оказавшись перед таким выбором, в литературе эти вопросы были исследованы довольно широко и многосторонне. За основу для сравнения авторы очень часто используют экономические показатели [1], как и принято при рассмотрении любого энергетического проекта.

Безусловно, первостепенное значение имеют объемы инвестиций в оборудование и все сопутствующие расходы, а также средства, выделенные на содержание и эксплуатацию, включая цены на топливные ресурсы, их бесперебойная поставка для непрерывной работы энергетического объекта. Директива 2012/27 ЕС "Об энергоэффективности" расценивает централизованную систему отопления эффективной в случае, если 50% от использованной энергии является возобновляемой, либо теплом, скидываемым от промышленности и от бытового стока, либо использованием когенерации в объеме 75%, либо комбинировано от использования 50% всех перечисленных источников [2]. В частности, повышенный интерес в последние годы для авторов представляют вопросы, связанные с использованием возобновляемой энергии для отопления [3] и [4].

Внедрение более эффективных технологий в термоэнергетике влекут за собой в конечном итоге улучшение экономических показателей, что является крайне важным с точки зрения конечного потребителя. Наряду с экономической аргументацией, широкое освещение в исследованиях получило изучение вопросов повышенного комфорта при отоплении помещений с использованием автономных средств. Таким образом, результаты показали явное предпочтение, данное потребителем индивидуальному оборудованию, предоставляющее возможность быстро регулировать подачу тепловой энергии в соответствии с запросами на определенную температуру в помещении [5]. В то же время, в современных условиях, оценка инновационных подходов, концепций и технологий в области энергетики немыслима без учета фактора воздействия на окружающую среду.

В концепции ООН по устойчивому развитию, представляющей собой всемирную модель будущего цивилизации воедино соединяются три основополагающих направления - экономическое, социальное и экологическое [6]. Согласно этому, перспективу для дальнейшего развития получат лишь те направления, которые характеризуются

пониженными сравнительными показателями загрязнения окружающей среды. Большая группа учёных посвятила свои исследования для оценки влияния на человека и на окружающую среду загрязняющих выбросов, выделенных при работе объектов энергетического комплекса. В подавляющем большинстве таких работ авторы пришли к выводу, что централизованные системы отопления характеризуются уменьшенными показателями выбросов. Именно из таких соображений, делается призыв на дальнейшее развитие когенерационных технологий с сопутствующей модернизацией тепловых городских сетей [7]. Отдельное место занимает изучение проблемы, связанной с угрозой безопасности потребителей тепловой энергии от автономного отопительного оборудования, при работе которой имеет место горение топлива непосредственно в местах проживания или деятельности людей. Были написаны работы на основе социологических опросов жильцов домов с установленными в них индивидуальными отопительными устройствами (1000 респондентов), и результаты показали преобладающую популярность централизованных систем [8]. Тревожной является статистика случаев отравления продуктами горения и взрывами индивидуальных отопительных устройств работающие на природном газе [9] - [12]. В последних работах приводятся количественные данные о несчастных случаях в результате ненадлежащего использования домашнего газового оборудования, а также раскрывается с научной точки зрения факт уязвимости живых организмов по отношению к составляющим выбросов от горения, провоцирующие множество патологий.

Настоящая работа написана с целью дополнения существующих оценочных подходов для сравнения централизованного и индивидуального отоплений с точки зрения количества вредных выбросов, выделяемых при работе для обеспечения потребителей тепловой энергией, на примере муниципия Кишинев.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

В качестве исходного материала в данной работе приняты данные об источниках загрязнения воздуха в Кишинев от работы теплоэнергетических объектов для отопления, предоставленные муниципальным Центром превентивной медицины. Полученная информация содержится в трех отдельных категориях источниках выбросов: от централизованной системы отопления; от квартир, отключенных от централизованного отопления и использующие индивидуальные системы, а также от квартир в недавно построенных зданиях. Информация доступна по трем компонентам, представляющим наибольший интерес: окись углерода CO; окись азота NOx и двуокись серы SO_2. Данные, представленные Инспекторатом полиции и Центром легальной медицины относительно несчастных случаев отдельно по секторам муниципия, связанных с эксплуатацией домашнего газового оборудования указывают на явное преобладание количества случаев отравления продуктами горения, выделенными при работе автономных отопительных единиц. Это и послужило основанием для рассмотрения только проблем отравлений, исключив остальные. Изучена также статистика отключений конечных потребителей тепловой энергии от централизованной системы, что касается жилищного сектора муниципия. Количество выбросов в случае централизованной системы обеспечения тепловой энергией муниципия были вычислены косвенно, на основе количества энергии, необходимой для обогрева единицы площади, используя общепринятую таблицу соответствия энергии выделенным выбросам на ее генерацию, через факторы выбросов [13]. Данные о выбросах, генерированные индивидуальными отопительными единицами были получены путем сбора информации о потреблении тепловой энергии в четырех жилых домах города, использующие данный вид отопления. С целью получения усредненного максимально точного значения количества выбросов здания были выбраны абсолютно отличающиеся по своим конструктивным особенностям и по структуре потребления. При сравнении этих двух значений было обнаружено, что они не сильно отличаются. Удельные выбросы от использования индивидуального отопления оказались даже ниже, чем при централизованном отоплении, на 9.4%. Однако, следует учесть тот факт, что в централизованной системе тепло вырабатывается, используя технологию

когенерации, при которой генерируется и электрическая энергия. На то же количество тепла, полученного от централизованного отопления, электрическая энергия не генерируется, и ее приходится импортировать отдельно. Выполнив расчет, используя упомянутые выше факторы выбросов, получим результат сравнения, кардинально отличающийся от предыдущего. Количество выбросов, выделенных при работе индивидуального отопления в муниципия. Кишинев превосходит соответствующее значение в случае централизованного на 85.9%. Кроме того, следует отметить тот факт, что дисперсия рассмотренных выбросов имеет место в обоих случаях в абсолютно разных условиях. Если продукты горения на теплоцентрали удаляются на высоте около ста метров над городом, на определенном расстоянии от жилых массивов, то в случае индивидуального отопления выхлопные газы из автономных отопительных котлов выбрасываются непосредственно через фасад зданий, в местах плотного проживания, что угрожает общественному здоровью жителей и состоянию окружающей среды. Но эти эффекты довольно непросто поддаются количественным оценкам.

I. Предпосылки к исследованию проблемы

Отопление и охлаждение помещений является важнейшим направлением современной термоэнергетики. В мире проблемы, связанные с подачей тепла и холода решаются по-разному. Как показывает практика больших городов, высокий уровень температурного комфорта в зданиях достигается именно за счет использования централизованных теплоэнергетических систем. Выявлено, что сектор зданий, имея конечное энергопотребление около 40%, является огромным потенциалом для энергосбережения и роста энергоэффективности. В некоторых странах в юго-восточном регионе Европы существует определенное количество городов со схожими по состоянию системами централизованного отопления. Здесь в 60-80 годы прошлого столетия были построены термоэлектроцентрали (ТЭЦ) с относительно большой установленной выходной мощностью, в пределах 100 - 300 MW. Соответственно, были построены и тепловые сети для подачи теплового агента потребителю. Работают они в основном на базе принципа когенерации, позволяющем генерировать электрическую и тепловую энергию одновременно, что ставит данную технологию в разряд высоко эффективных. Использование таких систем являлось достаточно экономически и экологически оправданным. Однако со временем тепловые сети городов стали устаревать, потребовались существенные расходы на их техническое обслуживание, включая стоимости на регламентные работы самих станций. В данных ситуациях свой негативный вклад внесли также геополитические и экономические процессы в регионе, сказывающиеся на цены на топливо, тарифы на тепловую энергию и на платежеспособность потребителя. Но самым сложным сегментом, с точки зрения поддержания эффективной работоспособности централизованных систем отопления, оказался внутри зданий. Внутренние системы отопления, сконфигурированные в основном по вертикальной разводке (однотрубная), включая комнатные радиаторы, из-за забивания внутренних стен известковым налетом потеряли способность теплопередачи. Это стало приводить к повышению температуры теплового агента в обратном трубопроводе, а значит и к уменьшению количества поставляемой тепловой энергии. В результате стали развиваться лавинообразные процессы отключения потребителей от централизованной системы, отдавая предпочтение индивидуальному отопительному оборудованию для отдельной квартиры, дома или группы домов. Такая ситуация усложнила еще больше положение поставщика, уменьшением значения тепловой нагрузки и понижением соответственно КПД работы станции. В то время, когда повсеместно, где существуют необходимые предпосылки и позволяют условия, проводятся меры по продвижению концепции использования централизованной системы отопления, на базе когенерации, такой массовой переход к массовому использованию автономного отопления в густонаселенных городских кварталах неприемлем с точки зрения охраны общественного здоровья и окружающей среды.

С целью оценки негативных последствий от массовой установки автономного отопительного газового оборудования с принудительным выхлопом продуктов горения в местах плотного пребывания людей, был проведен анализ ситуации на примере зданий, образующих жилой фонд муниципия Кишинев, административно включающий в свой состав город Кишинев, состоящий из 5 секторов и 19 пригородов, 6 из которых городского и 12 сельского типа.

II. Регламентирование использования систем отопления

Для поднятия качества теплоснабжения потребителей и уменьшения негативных последствии на экологию, а также на общественное здоровье и безопасность граждан существует пакет законов, регламентирующий все аспекты деятельности в данной области. На уровне Европейской Комиссии разработан и принят целый ряд директив, регламентов, стратегий и рабочих планов. В их числе Стратегия по отоплению и охлаждению (SWD (2016)24 final) [14], Директива по энергетическим показателям зданий (Directive 2010/31/EU), Директива по энергоэффективности (Directive 2012/27/EU) [2], Директива посвященная качеству воздуха окружающей среды (Directive 2008/50/EC) [15]. Последний из этих документов содержит декларацию Европейской Комиссии об усовершенствовании экологического проектирования и об уменьшении выбросов парниковых газов от сжигания углеводородов в бойлерах и теплоцентралей. В свою очередь, страны члены Евросоюза разработали и приняли внутренние законы, касающиеся функционирования и развития теплоэнергетического комплекса, учитывая экономические, экологические, технологические, организационные и социальные составляющие, включая безопасность. Они ориентированы на достижении намеченных целей по уменьшению использования первичных энергоресурсов, в особенности, углеводородов, снижения уровня вредных выбросов в окружающую среду, роста качества теплоснабжения для всех категорий потребителей.

В области защиты окружающей среды в Республике Молдова была разработана и продолжает усовершенствоваться национальная нормативная база на уровне Стратегии развития при снижении уровня выбросов в Республике Молдова до 2030 г. [16], сопутствующие законы об энергетических показателях зданий и энергоэффективности, строительные нормы и правила. Считается безосновательным широкое использование автономных отопительных котлов (АОК), как для зданий, так и для отдельных квартир в местах близкого расположения к магистралям теплосетей.

АОК относятся к категории приборов с повышенной опасностью. Использование индивидуальных средств отопления ассоциируется с повышенными рисками взрывов, пожаров и целого ряда патологий горожан от выделенных продуктов горения в местах проживания. Ко всем этим рискам расположены и соседи лиц, которые используют АОК внутри жилых домов. Установка газовых котлов предполагает изменение топологии газовых труб, добавление счетчиков, что увеличивает риски утечки газа. А принимая во внимание, что Молдова находится в достаточно активной сейсмической зоне, то усложнение конфигурации системы подачи газа внутри домов увеличивает риски утечки газа, взрывов и пожаров при землетрясениях. Острые отравления окисью углерода нередко приводит к летальным исходам, а выжившие страдают впоследствии от необратимых внутричерепных изменений. Иными словами, требования к защите окружающей среды и вопросам здравоохранения, описанные выше должны обеспечиваться пакетом законов при выборе того или иного типа отопления помещения, здания, или группы зданий.

Нормативный документ в строительстве, "Установки тепловые, вентиляционные и для кондиционирования воздуха. Отопление квартир жилых домов теплогенераторами на газовом топливе NCM G.04.04-2012"[17] предусматривает, что проекты по установке и использованию АОК в квартирах должны координироваться со всеми службами в данной области: противопожарные, газового надзора, эпидемиологические и местная администрация при выдаче градостроительного сертификата. Кроме того, подобные действия возможны только в случае выполнения определенных условий: 1) отсутствие соединения к другим средствам отопления (централизованные, автономные);

2) отсутствие экономической выгоды от использования других систем отопления и 3) соответствие гигиеническим условиям для качества воздуха по близости, учитывая количество продуктов горения выпущенных всеми АОК вместе взятых.

В то же время, к параметрам и характеристикам функционирования АОК предъявлены требования: котлы должны работать на газовом топливе, они должны быть снабжены функциями автоматизации, камеры сгорания должны быть закрытого типа, продукты горения должны эвакуироваться принудительно. Выбросы не должны превысить NOx - максимум 30 ppm (60 x 10^{-6} kг/м^3). Во время работы теплогенераторов типа АОК выбросы вредных веществ должны соответствовать допустимым концентрациям в атмосферном слое воздуха на уровне открытого доступа окон на всех этажах и должны соответствовать принятым санитарным нормам. Специальные требования также предъявляются и в отношении противопожарной безопасности. Расписаны условия относительно дымовых труб, которые проходят через стены и лоджии здания. В квартирах должны быть установлены системы оповещения пожаров и утечки газа, и в дополнение - клапаны прерывания подачи топлива к установкам. Также, предъявлены требования к ограничению уровня шума и вибраций.

III. Снижение уровня вредных выбросов - первостепенная задача современной энергетики

Загрязнение воздуха представляет собой процесс изменения природных характеристик атмосферы вследствие действия загрязнителей химического, физического и биологического характера, которые сказываются негативно и на окружающую среду. В зависимости от концентрации и продолжительности действия, загрязнение воздуха может повлечь за собой: ухудшение здоровья людей; дискомфорт для жителей определенной зоны; загрязнение среды обитания; нарушение экосистемы.

Источники загрязнения городского воздушного бассейна муниципия Кишинев включают: свыше 285 тысяч транспортных единиц; стационарные источники - свыше 1000 производственных предприятий; 292 теплостанций; 111 автозаправочных станций; 7 нефтебаз. Статистические данные, предоставленные Центром Превентивной Медицины показывают, что главный источник загрязнения воздуха в Кишинев является транспорт. Количество вредных выбросов от сжигания топлива в сфере транспорта находятся в следующей пропорции: CO – 109329 тонн/год; NOx - 12 646 тонн/год; SO_2 - 797 тонн/год.

Теплоэнергетический сектор муниципия Кишинев представляет собой второй по значимости источник загрязнения воздуха. Средние значения по последним годам количества выбросов от процесса энергетической трансформации генерирования тепловой энергии для централизованного отопления следующие: CO - 436 тонн/год; NOx - 598 тонн/год; SO_2 - 0.3 тонн/год. Для отопления квартир, отключенных от централизованной системы обеспечения тепловой энергией (ЦСОТЭ), при функционировании АОК производится выбросы CO - 0.8 тонн/год; NOx - 60.1 тонн/год; SO_2 - незначительно, а в недавно построенном жилом фонде АОК выделяют следующие количества: CO - 48 тонн/год; NOx - 360 тонн/год; SO_2 - 0.0045 тонн/год.

Конструктивные элементы зданий не всегда позволяют отключение от системы ЦСОТЭ и переход к АОК. В домах (зданиях) старого типа отсутствуют адекватные системы удаления продуктов горения. Частично, в домах, построенных позже такие системы проектируются и устанавливаются. Жилые дома, построены по проектам 70-х годов прошлого столетия, не предназначены для установки АОК. У подобных зданий системы вентиляции не продуманы для удаления продуктов горения от работы АОК, тем не менее, подобные системы продолжают устанавливаться до сих пор.

Решение было "найдено" - выброс газов производится прямо на улицу, через трубы принудительного выхлопа, проходящие сквозь наружные стены здания. В неблагоприятных метеоусловиях (обратный поток ветра в окно) вредные вещества не разносятся, а аккумулируются в жилой зоне и загрязняют воздух в жилых помещениях, собирая вредные вещества в слоях не выше 2м. Но хуже всего, что такой подход продолжает использоваться и в ныне строящиеся здания, у которых можно

свободно увидеть выхлопные трубы, проходящие сквозь фасады.

Расположение муниципия Кишинев на холмистой местности делает непростым циркуляцию воздушных потоков, что проводит к скапливанию вредных веществ в нижней зоне, в частности, в центральной части города. Плотное расположение конструкций не способствует естественной вентиляции внутри кварталов. Таким образом, химические выбросы могут провоцировать: отравления и воздействует на дыхательные пути, на центральную нервную и сердечно - сосудистую системы, провоцирует раздражение глаз.

Ежегодно вследствие ненадлежащего использования отопительных приборов в помещениях случаются отравления, вызванные CO. Таким образом, данные предоставленные Государственным центром правовой медицины отражают общую статистику летальных случаев в муниципии Кишинев, вызванные отравлениями углекислым газом для всех видов отопления, включая печки на твердом топливе. Было зафиксировано 34 летальных случая в 2015, 37 - в 2016 и 12 - в 2017 годах. В генеральном инспекторате полиции муниципия за 2013 год было зафиксировано 219 случаев отравления углекислым газом и другими продуктами горения, а также 40 случаев инцидентов по причине утечки газа в квартирах или на лестничных площадках жилых домов. Статистика за последние 10 лет, предоставленная поставщиком природного газа, компанией «КишинэуГаз» представляет случаи, связанные с отравлениями углекислым газом при отоплении квартир с помощью АОК и постоянно включенных обогревателей воды, по четырем видам инцидентов: отравления от углекислого газа, от утечек газа; телесные ожоги и летальные исходы. Самые распространенные причины подобных случаев связаны с несоблюдением периодов технического обслуживания АОК (собственник автономного котла обязан, по крайней мере, один раз в год производить профилактические работы оборудования); а также неправильным использованием отопительного оборудования жильцами.

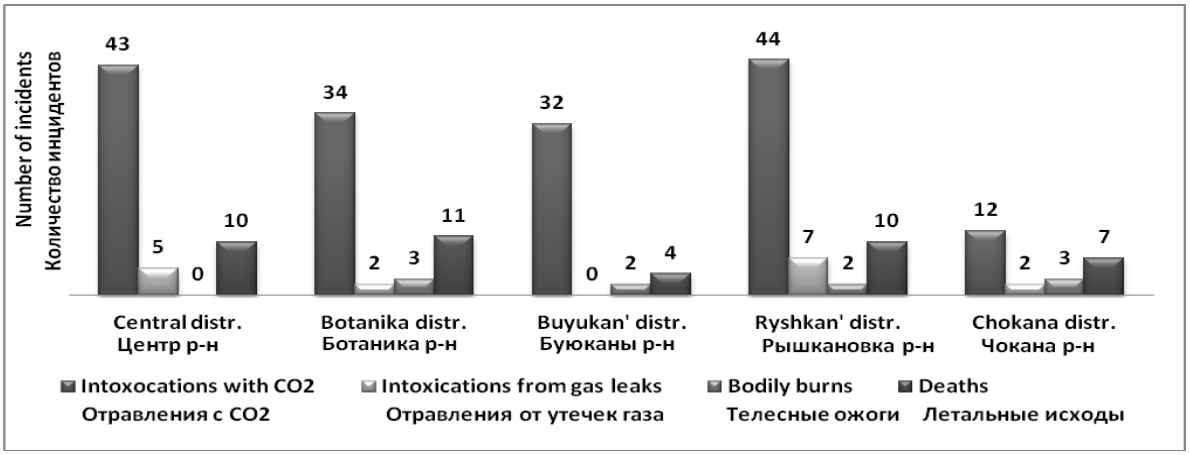


Рис.1. Статистика инцидентов в муниципия Кишинев вследствие неправильной эксплуатации домашнего газового оборудования за 2008-2018 гг.[1]

IV. Статистические показатели и тенденции развития термоэнергетики в Кишинев

Как уже отмечалось, в муниципии Кишинев круглогодично осуществляется подача тепловой энергии в качестве обогрева помещений и в виде горячей воды, посредством централизованной системы отопления, а также в индивидуальном порядке от котлов, работающих на газе или на твердом топливе (уголь и биомасса). На данный момент Акционерное Общество "Термоелектрика" обеспечивает отоплением 7370 зданий, из которых 2346 социального назначения и 208472 квартир расположенных в 4560 многоэтажных домов города. Количество тепловой энергии, поставляемая жилому фонду в течение 2017 года составила 4219.5 ТДж, а для организаций - 1162.3 ТДж. Из представленных данных можно предположить, что жилой сектор муниципия Кишинев занимает больший процент в полном потреблении тепловой энергии в централизованной системе теплоснабжения - 77%, в то время как в организациях потребляют около

[1]Appendix 1

14,2%. Наименьшая доля приходится на другие сектора национальной экономики и составляет лишь 8,8%. Часть потребителей, ранее использовавшие централизованное отопление отключились и установили автономные системы отопления. На рис. 2 приведены статистические данные относительно динамики отключений потребителей от централизованного отопления по годам.

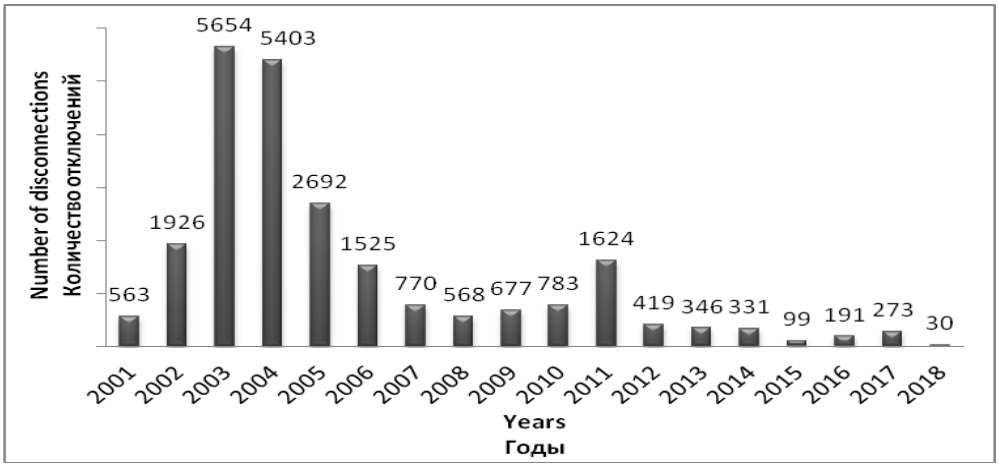


Рис.2. Динамика отключений потребителей от ЦСОТЭ и установок АОК.[2]

Из рис. 2 видно, что в период 2003 – 2004 имели место массовые отключения квартир от централизованного отопления их число, достигая 5000 – 6000 за год. Начиная с 2004 года, их количество стало уменьшаться, благодаря росту в основном качества централизованного отопления, но и за счет ограниченной пропускной способности системы низкого давления природного газа. Следовательно, для того чтобы количество отключений квартир от централизованного отопления стремилось к нулю в местах доступных для подключения, надо чтобы ЦСОТЭ поставляло тепло на качественно высоком уровне, с возможностью регулировать подачу и вести учет потребленной энергии. На рис. 3 изображена статистика отключений по секторам муниципия. Цифры немного отличаются, лишь ввиду того, что сектора отличаются сами по себе, количеству домов и топологии газовой системы. Но в основном, общее значение плотности такого количества одинаково. Сильней выделяется сектор пригородов, с меньшей долей отключений, из-за сравнительно низкого уровня газификации и использования в частных домах отопления на твердом топливе.

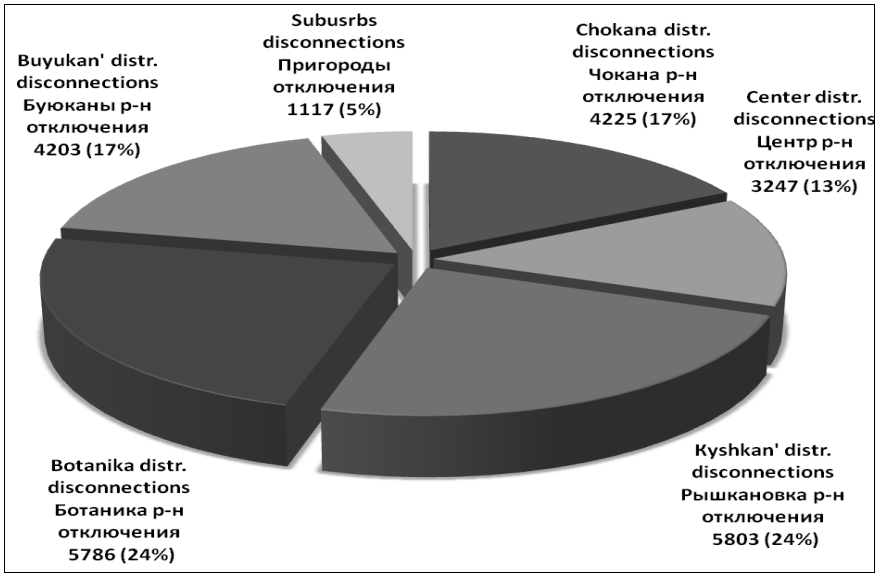


Рис. 3 Распределение отключенных потребителей от ЦСОТЭ и установок АОК по секторам[3]

[2,3]Appendix 1

Другим тревожным фактором в оценке влияния АОК на окружающую среду и здоровье граждан является растущее число недавно построенных зданий с установленными в квартирах индивидуальными газовыми котлами. По данным, представленных Национальным Бюро Статистики (НБС), за период 2005-2017 гг. общая площадь сданных в эксплуатации квартир достигла 5453 тыс. м^2, эволюция роста которой приведена на рис. 4. Анализ этих данных позволяет сделать вывод, что площадь новых квартир еще в 2006 г. превысила площадь отключенных от централизованного отопления (рис. 2), а меньше года назад эта цифра превысила площади отключенных квартир от централизованного отопления примерно в 6 раз. Следовательно, получим сопутствующий рост выбросов в том же ритме.

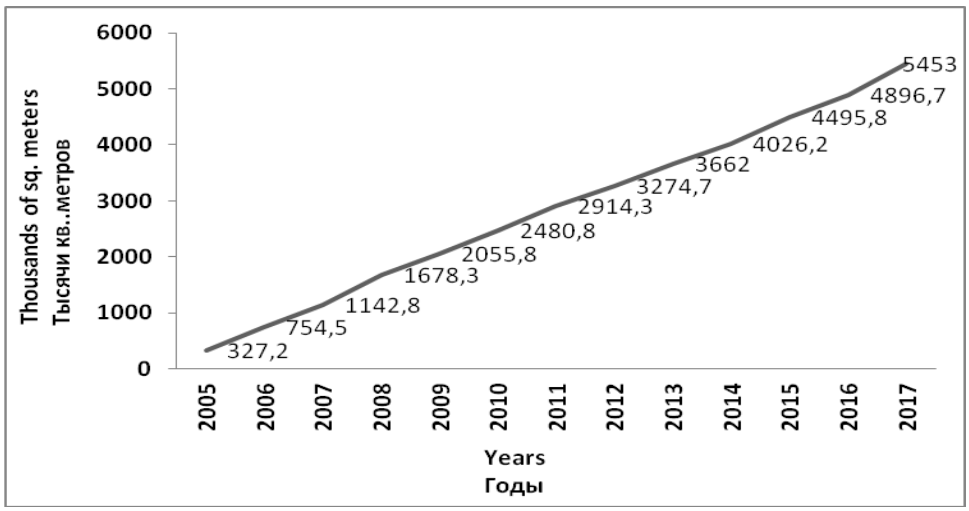


Рис.4. Рост недавно построенной жилой площади в муниципии Кишинев[4].

Следует отметить, что за последние 3 года во всех секторах Кишинева потребление количества тепловой энергии выросло. Наибольший рост был замечен в зданиях социального назначения и у экономических агентов – на 24%. Это свидетельствует о позитивных тенденциях процессов восстановления работы централизованной системы отопления, и об увеличении тепловой нагрузки.

V. Оценка доли выбросов от централизованного и индивидуального систем отопления

В муниципии Кишинев 70% от общей доли потребляемой тепловой энергии обеспечивается централизованной системой. Этот факт служит базисом для выполнении настоящей работы по сравнению данных о выбросах от индивидуального отопления. С такой целью, были использованы данные связанные с выбросами, предоставленными А.О. "Термоелектрика", а выбросы от сегмента индивидуального отопления были вычислены на основании факторов эмиссии. Согласно Отчету о защите атмосферного воздуха №1 за период 2017 были зарегистрированы выбросы в количестве 1086278 тонн [18]. Они включают в себя вещества, загрязняющие атмосферу, из которых твердые вещества 3052 тонн/год. Из всего количества загрязняющих выбросов практический интерес представляют три из них: окись углерода – 436667 тонн/год; окись азота – 598993 тонн/год и окись серы - 0,29 тонн/год. Распределение выбросов по процентному соотношению представлено на рис. 5. Диаграмма указывает на тот факт, что максимальная доля вредных выбросов приходится на окись углерода (CO) и, соответственно, окись азота (NOx). Но наряду с загрязняющими выбросами существуют и выбросы с парниковым эффектом. В соответствии с определениями Киотского протокола существуют парниковые газы прямого и косвенного эффекта. С прямым эффектом это: Двуокись углерода (CO_2); Метан (CH_4); Двуокись азота (N_2O); Углефтороводороды (HFCs); Перфторуглеводороды (PFCs); Шестифтористая сера (SF_6); Трифторид азота (NF_3).

[4]Appendix 1

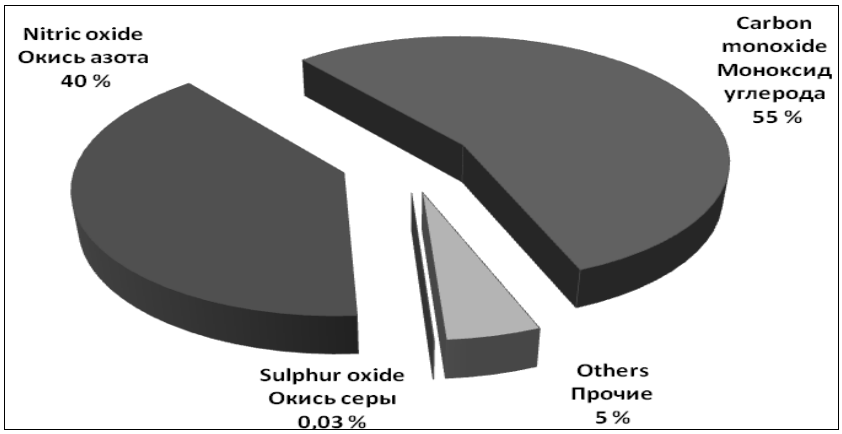


Рис.5. Процентное распределение выбросов газов с парниковым эффектом от теплоэнергетического сектора Кишинев по компонентам[5].

Парниковые газы косвенного эффекта принято считать: Окиси азота (NOx); Окись углерода (CO); Неметаллические летучие органические соединения (НЛОС); Двуокись серы (SO_2). Несмотря на то, что количества выброшенных газов с косвенным эффектом невелико, их влияние на изменение климата более ощутимо, что обусловлено большему потенциалу глобального потепления. Сравнение вариантов относительно выбросов для одной квартиры подключенной к централизованному отоплению было выполнено на основе удельного потребления тепловой энергии, произведенной ЦСОТЭ и соответственно АОК, которую в свою очередь получили, зная потребление природного газа. В качестве критерия для сравнения было выбрано количество выбросов, произведенных при обогреве 1 $м^2$ площади. Таким образом, распределение выбросов в жилом секторе, отапливаемом централизованно в Кишиневе в абсолютных величинах, а также для отдельной квартиры показано на рис. 6.

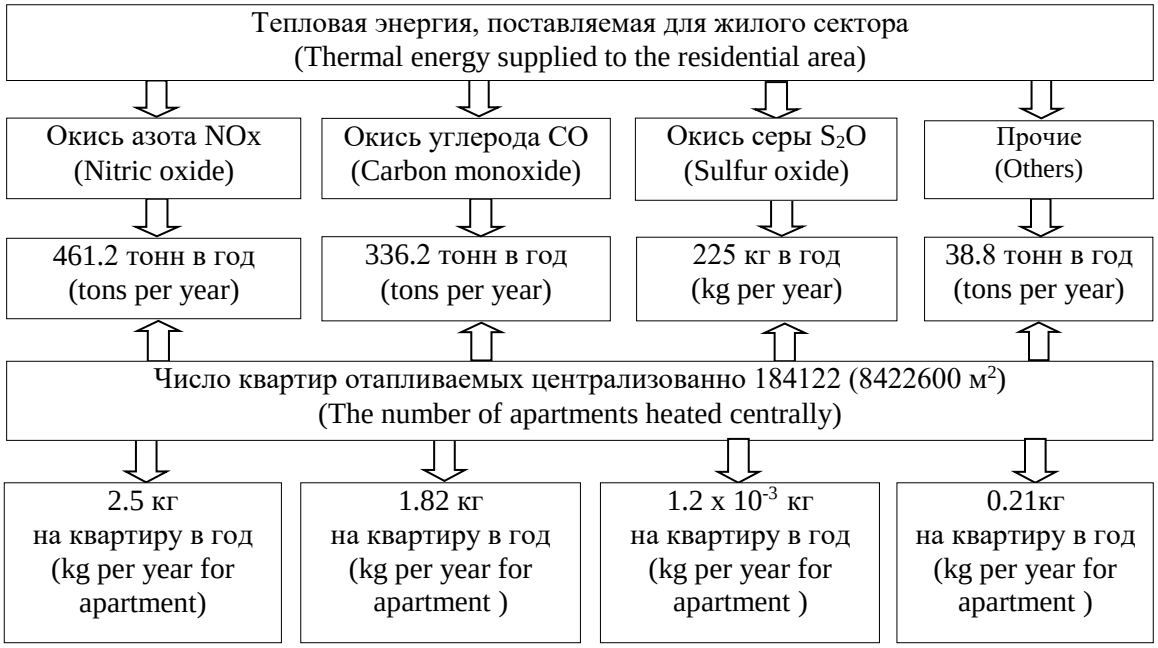


Рис.6. Поквартирное распределение выбросов от теплоэнергетического сектора[6].

Выбросы были вычислены на основе принятых в мире факторов эмиссии, CO_2: 56100 кг/ТДж; CH_4: 1.0 кг/ТДж и N_2O: 0.1 кг/ТДж [13]. Данные о количестве выбросов парниковых газов от теплоэлектроцентралей ТЭЦ-1 и ТЭЦ-2 в Кишинев представлены в таблице 1. Если рассматривать данные об экономической деятельности 2017 г., то количество

[5,6]Appendix 1

природного газа использованных в жилом секторе для отопления составляет 142936681 $м^3$ за год. Эта цифра выведена путем вычислений на основе методологий расчета тарифов на тепловую и электроэнергию, установленной Национальным агентством по регулированию в энергетике в Республике Молдова (НАРЭ) [19]. Соответственно, данное количество эквивалентно энергетической величине равной 4222.53 ТДж в год, а количество выбросов CO_2 соответствует 236883.93 тонн. Отношение такого количества выбросов на суммарную жилую площадь позволит получить удельное значение выбросов на единицу площади в 28 кг CO_2 на один $м^2$ в год.

Таблица 1.[7]

Данные о потреблении тепловой энергии и о выбросах за 2017 год.[8]

Количество квартир, подключенных к централизованной системе (Number of apartments connected to a centralized system)	184122
Количество квартир, отключенных за период 2001-2017 (Number of apartments disconnected for the period 2001-2017)	24350
Количество зданий общественного пользования (Number of public buildings)	2346
Площадь отапливаемого жилого фонда централизованно, $м^2$ (Centrally heated residential area, m^2)	8422600
Площадь отключенных квартир, $м^2$ (Disconnected apartments area, m^2)	869159
Потребление природного газа, $м^3$ (Consumption of natural gas, m^2)	142936681
Тепловая энергия, поставленная жилому фонду, ТДж (Thermal energy supplied to the residential area, TJ)	4222.53
Тепловая энергия, поставленная общественным зданиям, ТДж (thermal energy supplied to the public buildings, TJ)	1163.1
Выбросы CO_2, тонн в год (Emissions CO_2), tons per year	236883.93
Выбросы CH_4, тонн в год (Emissions CH_4), tons per year	4.22
Выбросы N_2O, тонн в год (Emissions N_2O), tons per year	0.42
Удельные выбросы CO_2 на $м^2$ в год, кг (Specific emissions CO_2 for m^2 per year, kg)	28.12
Удельные выбросы CH_4 на $м^2$ в год, г (Specific emissions CH_4 for m^2 per year, g)	0.5
Удельные выбросы N_2O на $м^2$ в год, кг (Specific emissions C_2O for m^2 per year, kg)	0.05

Информация, представленная А.О. "Термоелектрика" показывает, что общая площадь, отапливаемая централизованно равна 8422600 $м^2$, а индивидуальным 869159 $м^2$. Отношение количества энергии к суммарной обогреваемой площади представляет удельное потребление для обогрева единицы площади, и равняется 501.3 МДж на $м^2$ в год для централизованного отопления. Для определения среднего удельного потребления тепловой энергии в отключенных от ЦОПТЭ квартир были анализированы четыре типовых здания из муниципия Кишинев. Они отличаются своими конструктивными особенностями и энергетическими характеристиками. Данные о потреблении энергии за 2017 г. и индивидуальные параметры зданий приведены в таблице 2, анализ которых позволяет вычислить среднее удельное потребление. Для выбранных зданий оно составляет 450 МДж на $м^2$ в год.

[7,8]Appendix 1

Таблица 2.[9]

Потребление тепловой энергии в домах, которые используют преимущественно индивидуальное отопление.[10]

Наименование объекта (Object name)	Потребление тепла, ГДж (Consumption of heating, GJ)	Площадь объекта, м^2 (Area of the object, m^2)	Удельное потребление тепла Q, ГДж /m^2 в год (Specific consumption of heating, GJ/m^2 per year)
ул. Костюжень, 8/5 (8/5 Kostyuzhen' str.)	1278.29	2202.8	0.58
ул. Костюжень, 8/4 (8/4 Kostyuzhen' str.)	1519.44	2494.6	0.609
ул. Пандурилор 54 (54 Pandurilor str.)	468.94	1179	0.4
ул. Пандурилор 52 (52 Pandurilor str.)	406.14	1894	0.21

Примем допущение, что большинство из этого списка квартир используют для отопления трубы, которые проходят транзитом и отапливают и другие площади из этих зданий. В результате уменьшим на 10% площади, отапливаемые при помощи АОК. Результаты расчетов показывают, что для того чтобы отапливать квартиры отключенные от централизованной системы и тех что используют автономное отопление необходимо выработать количество тепловой энергии равной 360.36 ТДж. Принимая КПД автономных котлов равным 0.9, данное количество энергии становится равным 324.32 ТДж. Удельные выбросы CO_2 которые приходятся на использование АОК составляют 23.26 кг/м^2 в год, что на 17% меньше, чем в случае использования централизованного отопления, т.е. 28.12 кг/m^2 в год. Данные приведены в таблице 3.

Таблица 3.[11]

Данные удельных выбросов при использовании индивидуального отопления.[12]

Количество тепловой энергии, произведенной индивидуально, ТДж (The amount of individual thermal energy produced individually)	360.36
Количество тепловой энергии на входе АОК, ТДж (The amount of thermal energy at the input of individual thermal unit, TJ)	324.32
Выбросы CO_2 суммарные для АОК, тонн (Total emissions of CO_2 for individual thermal unit, tons)	20216.2
Выбросы CO_2 от АОК, кг на м^2 в год (Emissions of CO_2 from individual thermal unit on m^2 per year)	23.26
Электроэнергия, импортированная в результате неиспользования когенерации, ТДж (Electricity imported as a result of not using cogeneration, TJ)	186.95
Дополнительные выбросы вследствие импорта электроэнергии, тонн (Additional emissions due to the imports of electricity, tons)	24200.32
Выбросы CO_2 суммарно от АОК, кг/м^2, годовое (Total emissions of CO_2 from individual thermal unit per year, kg/m^2)	51.10

Принимая во внимание, что тепловая энергия не произведена в режиме когенерации, то на данное количество приходится импортировать электроэнергию равную приблизительно в 186.95 ТДж ежегодно. В результате использования индивидуального отопления удельные выбросы CO_2 эквивалентны 51.10 кг/м^2 в год, или достигли величины в 28% больше чем при централизованном отоплении. В случае отопления всей жилой площади от централизованной системы (обратное подключение отключенных квартир) количество выбросов стало бы на 24200.32 тонн меньше, чем в существующей ситуации. В таблице 4 собраны данные, полученные при использовании вышеприведенной методике, для случаев централизованного отопления и индивидуального, в отдельности с учетом и без учета использования когенерации.

[9,10,11,12]Appendix 1

Таблица 4.[13]

Общее количество выбросов, включающие рассмотренные в работе компоненты.[14]

Компоненты выбросов (Components of emissions)	Централизованное отопление (Centralized heating)	Индивидуальное отопление без учета когенерации (Individual heating without considering cogeneration)	Индивидуальное отопление с учетом когенерации (Individual heating considering cogeneration)
CO_2, тонн в год (tons per year)	236883.93	20216.2	44416.52
CH_4, тонн в год (tons per year)	4.22	0.32	0.83
N_2O, тонн в год (tons per year)	0.42	0.03	0.08

Используя данные приведенные вначале работы о процентном соотношении выбросов, получим выбросы NOx и CO, также по каждому сектору муниципия, рис. 7.

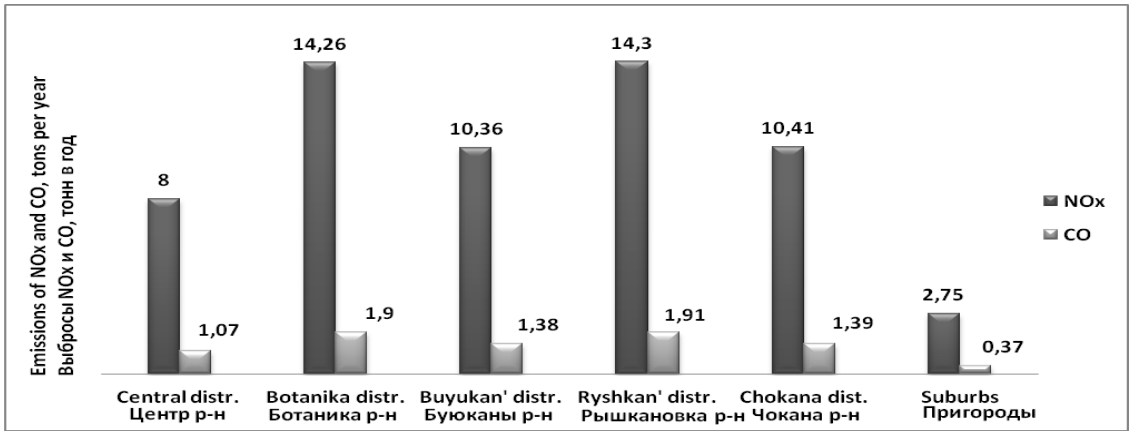


Рис.7. Распределение выбросов NOx и CO по секторам муниципия Кишинев[15]

Сравнительные данные выбросов от квартир, отключенных от централизованной системы, а также от жилой площади отапливаемой централизованным поставщиком и квартир новостроек, которые используют индивидуальное отопление (АОК) представлены на рис. 8.

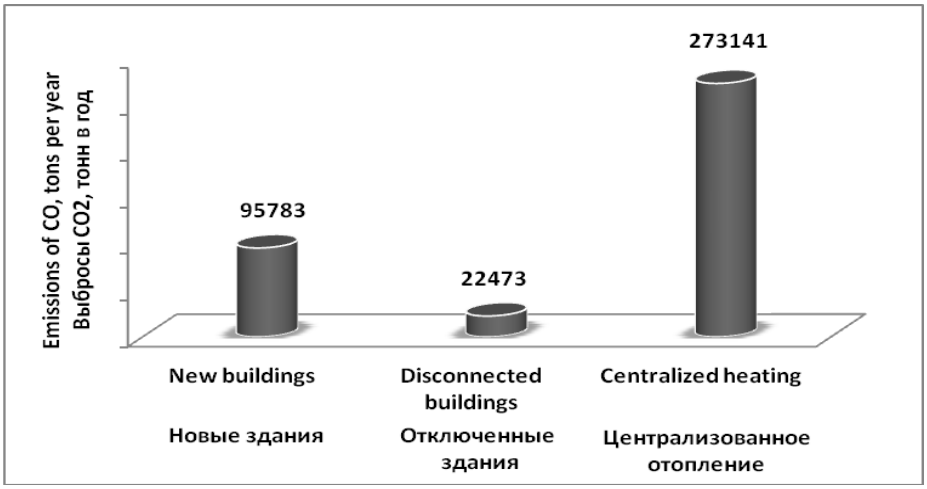


Рис.8. Выбросы от новых и отключенных зданий и от зданий с централизованным отоплением[16]

[13,14,15,16]Appendix 1

Ситуация тревожная и заставляет задуматься. Для приблизительных расчетов примем, что лишь 50% от данной площади заселена. Новые здания, по сравнению со старым жилым фондом имеют улучшенные энергетические показатели. Удельный расход энергии в таких домах находится на уровне 288 МДж/год. На рис. 9 представлены выбросы, генерированные АОК в новых квартирах и тенденции роста этих показателей к 2024 году, на момент времени, когда все квартиры будут заселены, не учитывая строительство новых домов.

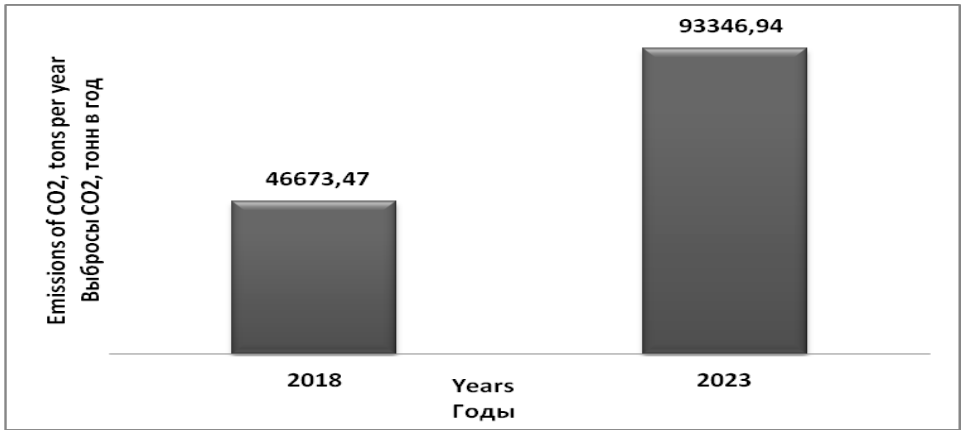


Рис.9. Выбросы CO_2, генерированные АОК в новых домах[17]

Выводы

Анализ ситуации на примере муниципия Кишинев показал, что с точки зрения защиты окружающей среды и здоровья граждан использование индивидуальных газовых котлов уступает централизованному отоплению. Основной результат работы заключаются в выявлении увеличенной удельной доли выбросов при индивидуальном отоплении. Используя приведенные в работе количественные характеристики, можно сравнить годовое количество вредных выбросов от одного АОК, которое отапливает жилье площадью в 50 м2 с количеством выхлопных газов от легкового автомобиля с пробегом 10000 км за год [18]. Не говоря уже о больших транспортных единицах, использующие дизельное топливо. Учитывая недополученную долю электроэнергии, не используя процесс когенерации, эти выбросы удваиваются, и приходится сравнивать с выбросами от двух автомобилей. Для секвестрации данного количества выбросов понадобятся 15 посаженых деревьев вблизи источника загрязнения. Следовательно, продвижение концепции отопления с использованием индивидуального оборудования в местах плотного проживания, где доступно обеспечение тепловой энергии от централизованной системы должно считаться неприемлемой. Тепловая энергия должна вырабатываться вдали от жилых и служебных помещений, так как она производится путем сжигания определенного вида топлива, чаще всего природного газа. Из вышеперечисленных соображений в подобной ситуации целесообразно проводить "возврат" отключенных потребителей к централизованной системе отопления. Данные заключения указывают на необходимость усовершенствования законодательства в экологии и строительстве с целью ограничения использования индивидуального отопления в густонаселенных секторов городов. Необходимо отметить, что данная работа относится лишь к жилым зданиям в муниципии Кишинев. С целью получения более полной картины, отображающей состояние теплоэнергетического сектора, исследования будут продолжены также и для зданий социального назначения, где наблюдаются аналогичные тенденции неаргументированного перехода на другие виды отопления.

Appendix 1

[1]**Fig.1.** The statistics of incidents in mun. Chisinau due to improper exploitation of home gas equipment for 2008-2018 years.

[2]**Fig.2.** The dynamics of disconnections of consumers from the district heating system and installation of the individual thermal units.

[3]**Fig.3.** The distribution of disconnected consumers from district heating system and installation of individual thermal units by sectors.

[4]**Fig.4.** The growth of newly built living space in mun. Chisinau.

[17]Appendix 1

[5]**Fig.5.** The Percentage distribution of greenhouse gas emissions from the heat and power sector of Chisinau by component.
[6]**Fig.6.** The apartment-specific distribution of emissions from the heat and power sector.
[7,8]**Table 1.** The data on heat consumption and emissions for 2017.
[9,10]**Table 2.** The heat consumption in buildings that use predominantly individual heating
[11,12]**Table 3.** The data on specific emissions in case of use of individual heating.
[13,14]**Table 4.** Total profile of emissions for components analyzed in the paper.
[15]**Fig.7.** The distribution of NOx and CO emissions by sector mun. Chisinau.
[16]**Fig.8.** Emissions from new and disconnected buildings and from buildings with centralized heating.
[17]**Fig.9.** The CO2 emissions generated by individual heating in new buildings.

Литература (References)

[1] Babich S.V., Davydov V.O. Analiz ekonomicheskoy effektivnosti sistem teplosnabjenia gorodskikh rayonov [Analysis on economic efficiency of the district thermal energy supply systems]. UDK 681.5:658.264.003.13. *Pratsi Odesikogo Politekhnichnogo universitetu*, 2014.Vyp.1 (43). ISSN 2076-2429 (print). ISSN 2223-3814 (on line). DOI: 10.15276/opu.1.43.2014.24(In Russian).

[2] Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repeating Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC.

[3] Jiang X.S., Jing Z.X., Li Y.Z., Wu Q.H., Tang W.H. Modeling and operation optimization of an integrated energy based direct district water-heating system. / Energy/ - 2014. - Vol.64. - pp. 375 - 388.

[4] Verda V., Guelpa E., Kona A., Lo Russo S. Reduction of primary energy needs in urban areas trough optimal planning of district heating and heat pump installations /Energy. - 2012. - Vol. 48. - pp. 40 - 46.

[5] Cao Bin, Zhu Yingxin, Quyang Qin, Li Min, Individual and district heating: A comparison of residential heating modes with an analysis of adaptive thermal comfort / *Energy and Buildings* / ISSN 0378-7788.

[6] Transforming Our World: The 2030 Agenda for Sustainable Development. UNITED NATIONS. Sustainabledevelopment.un.org.

[7] Behnaz Rezaie, Marc A. Rosen, Bale V. Reddy. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancement. The 5th International Green Energy Conference (IGEC-V). 2010. Available at: https://www.researchgate.net/publication/265380470_District_heating_and_cooling_Review_of_technology_and_potential_enhancement (accessed 05.04.2019).

[8] Kim Hyo-Jin, Lim Seul-Ye and Yoo Seung-Hoon. The Convenience Benefits of the District Heating System over Individual Heating Systems in Korean Households. *MDPI Open Access Journals*. *Sustainability*. August 2017.

[9] Benga Gh., Fowler D., Haiduc I., Năstase I. Efecte negative multiple ale inlocuirii sistemelor centralizate de încălzire a blocurilor de locuinţe din România cu dispozitive termice individuale alimentate cu gaz natural (microcentrale "de apartament", convectoare etc.) [Multiple negative effects of the replacement of centralized heating systems in residential hoouses in Romania with individual heating units], Editia a 2-a (revăzută si adaugită), Editura medicală universitară "Iuliu Haţieganu", Cluj-Napoca, 2004. (in Romanian)

[10] Schlatter C., Environmental pollution and human health. *Science of the Total Environment*, 1994, 143, 93-101.

[11] Breindl D., Pollak S., A gas water heater as a means of suicide, *Beitrage Zur Gerichtlichen Medizin*, 1989, 47, 649-655.

[12] Green E., Short S., Shuker L.K., Harrison P.T.C., Carbon monoxide exposure in the home environment and the evaluation of risks to health – A UK perspective, Indoor and Built Environment, 1999, 8, 168-175.

[13] 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories. Available at:https://www.ipccnggip.iges.or.jp/public/2006gl/ (accessed 10.04.2019).

[14] Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions on an EU Strategy for Heating and Cooling. Brussels, 16.2.2016 SWD(2016) 24 final PART 1/2. Available at: https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/1_EN_autre_document_travail_service_part1_v6_0.pdf (accessed 10.04.2019).

[15] Directive 2008/50/EC of the European Parliament and of the Council of 21 May 2008 on ambient air quality and cleaner air for Europe.

[16] Decision of the Government of Republic of Moldova Nr. 1470 from 30.12.2016 on the approval of the Strategy of development of the Republic of Moldova with mitigated emissions up to 2030 and of the Plan for its implementation. (in Romanian).

[17] Regulation Act in construction "Thermal, ventilation and for air conditioning installations. Heating of the houses using individual thermal generators working on natural gas, NCM G.04.04-2012" (in Romanian).

[18] Annual report - 2017. "Protection of the environment in the Republic of Moldova". Ministry of agriculture, regional development and of the environment. Available on: http://ies.gov.md/wp-

co-tent/uploads/2018/06/ANUAR_2017_2018_TIPOGR.pdf (accessed 11.04.2019) (in Romanian).
[19] The national regulatory agency for energy. Decision of the Government of Republic of Moldova Nr. 114 from 26.12.2003 on the Methodology for Determining, Approving and Applying tariffs on services provided by energy sector enterprises. Available on: http://lex.justice.md/index.php?action=view&view=doc&lang=1&id=291343. (accessed on 20.03.2019) (in Romanian).
[20] Dediu I. Enciclopedie de ecologie [Encyclopedia of environment]. Academy of Sciences of Moldova. Chișinau: Stiința, 2010. 836 p.
[21] Liu D. L., Nazaroff W. W., Modeling pollutant penetration across building envelopes, Atmospheric Environment, 2001, 35, 4451-4462.
[22] Schlatter C., Environmental pollution and human health, Science of the Total Environment, 1994, 143, 93-101.
[23] Breindl D., Pollak S., A gas water heater as a means of suicide, Beitrage Zur Gerichtlichen Medizin, 1989, 47, 649-655.
[24] Berka I., Mass poisoning by carbon monoxide, Cesk. Hyg., 1978, 23, 478-482.
[25] Kotamarthi V.R., Gaffney J.S., Marley N.A., Doskey P.V., Heterogeneous NOx chemistry in the polluted PBL, Atmospheric Environment, 2001, 35, 4489-4498.
[26] McAllister K., Medical Environmental Report. A Review of Potential Health Effects of the Proposed Sable Gas Pipeline Project from the PerspeDTIve of Environmentally Induced Illness/Chemical Sensitivity, Asthma and Allergy Prepared as part of an undertaking by the Allergy and Environmental Health Association. Nova Scotia. Intervention Coalition on the proposed Sable Island gas pipeline project, March 1997, Available on: http://www.geocities.com/RainForest/6847/report1.html (accessed on 14.12.2018).

Сведения об авторах.

Тыршу Михаил Степанович
Институт Энергетики.
Кандидат технических наук.
Научные интересы связаны с диагностикой высоковольтного оборудования, теплоэнергетикой, энергоэффективностью, развитием возобновляемых источников энергии.
tirsu.mihai@gmail.com

Посторонкэ Святослав Александрович
Институт Энергетики.
Научные интересы связаны с энергоэффективностью, развитием возобновляемых источников энергии, развитием локальной генерации энергии.
sveatoslavpostoronca@gmail.com

Лупу Михаил Леонидович
Институт Энергетики.
Научные интересы связаны с энергоэффективностью, развитием возобновляемых источников энергии, уменьшением выбросов и защитой окружающей среды.
mihu.lupu@gmail.com

Influence of Cooling Tower Efficiency on Turbine Plant Economic Operation

Galatsan M.P., Kravchenko V.P., Kirov V.S.
Odessa National Polytechnic University
Odessa, Ukraine

Abstract. The analysis of the world electric-energy balance revealed the advantage of steam turbine plants. An increase in their efficiency through the improvement of the initial parameters runs into difficulties associated with creation of new materials. The efficiency increase that results from the final pressure reduction requires an improvement of the circulating water supply system. The aim of this work is to determine the effect of the water-cooling tower on the electric power station profitability. This goal was reached by the creation of a mathematical model of the water-cooling tower and turbine plant with a condenser connected to each other. The calculations were made for two types of cooling tower fill packing: asbestos cement sheets and mesh elements made of polyethylene. Further, according to it, the vapor condensation temperature was determined. The latter affects the vapor discharge in the condenser, the capacity of the turbine plant and the temperature of the cooling water at the condenser output, i.e. at the cooling tower input. The novelty of this work consisted of consideration of the interaction between the cooling tower and turbine plant. Significance of the obtained results lies in the fact that, taking into account the reciprocal influence of the turbine plant and cooling tower, the efficiency of the fill packing replacement turns out to be major comparatively to the case without considering this influence. The replacement of the fill packings the half-a-year average temperature of condensation will become lower by 2.34 °C, electricity production increases by 41.72 GWh.
Keywords: water-recycling system, mathematical model, cooling tower, turbine installation, condenser.
DOI: 10.5281/zenodo.3367064

Efectul eficienței turnului de răcire asupra eficacitatea instalației cu turbine
Galațan M.P., Кравченко В.П., Киров В.С.
Universitatea Națională Politehnica din Odesa
Odesa, Ucraina
Rezumat. Analiza bilanțului electroenergetic mondial a demonstrat locul important al instalațiilor de turbine cu abur. Creșterea eficienței lor prin creșterea parametrilor inițiali întâmpină dificultăți asociate creării de noi materiale. Creșterea eficienței prin reducerea presiunii finale este asociată cu îmbunătățirea sistemului de reciclare a apei. Scopul lucrării este de a determina influența eficienței turnului asupra eficienței centralei. Acest obiectiv a fost realizat prin elaborarea unui model matematic de turnuri de răcire și unități de turbină interconectate cu condensator și efectuarea calculelor pentru două tipuri de stropitoare cu turn de răcire: foi de azbest-ciment și elemente din plasă din polietilenă. Pentru calcul, a fost adoptată unitatea de putere Rovno NPP cu unitatea de turbină K-1000-5.8 / 50. Luând temperatura medie lunară a aerului, ca urmare a calculelor variante, a fost determinată temperatura apei răcite în turnul de răcire. Folosind modelul matematic al condensatorului, se determină temperatura de condensație a aburului, care la rândul său determină fluxul de abur în condensator, performanța unității de turbină și temperatura apei de răcire la ieșirea condensatorului. Semnificația rezultatelor obținute este că, ținând cont de influența reciprocă a unității de turbină și a turnului de răcire, eficiența înlocuirii irigatorului este mai mare. În urma calculelor, s-a constatat că la înlocuirea stropitorului, temperatura medie a condensului pe jumătate de an va scădea cu 2,34° C. În același timp, producția de energie electrică pentru anul va crește cu 41,72 GWh. Ținând cont de costurile achiziționării elementelor de irigație și instalarea acestora, perioada de rambursare a modernizării irigației va fi de 2,5 ani.
Cuvinte-cheie: sistem de reciclare a apei, model matematic, turn de răcire, turbină, condensator.

Влияние эффективности градирни на показатели экономичности турбоустановки
Галацан М.П., Кравченко В.П., Киров В.С.
Одесский национальный политехнический университет
Одесса, Украина
Аннотация. Анализ мирового электроэнергетического баланса показал важное место паротурбинных установок. Рост их эффективности путем повышения начальных параметров встречает трудности, связанные с созданием новых материалов. Повышение эффективности за счет снижения конечного давления

© Галацан М.П., Кравченко В.П., Киров В.С. 2019

связано с совершенствованием системы оборотного водоснабжения. Целью работы является определение влияния эффективности градирни на экономичность работы электростанции. Поставленная цель достигнута за счет разработки математической модели связанных друг с другом башенной градирни и турбоустановки с конденсатором и проведением расчетов для двух типов оросителя градирни: асбестоцементные листы и сетчатые элементы, выполненные из полиэтилена. Для расчета принят энергоблок Ровенской АЭС с турбоустановкой К-1000-5,8/50. Принимая среднемесячную температуру воздуха, в результате вариантных расчетов определялась температура охлажденной в градирне воды. Далее в зависимости от нее с помощью математической модели конденсатора определяется температура конденсации пара, от которой в свою очередь зависит расход пара в конденсатор, производительность турбоустановки и температура охлаждающей воды на выходе конденсатора, то есть на входе в градирню. Таким образом, для каждого месяца были определены температуры охлажденной воды и показатели эффективности работы АЭС: КПД и количество произведенной электроэнергии. Новизна работы состоит в учете взаимодействия градирни и турбоустановки. Значимость полученных результатов состоит в том, что с учетом взаимовлияния турбоустановки и градирни эффективность замены оросителя оказывается выше. В результате расчетов получено, что при замене оросителя средняя за полгода температура конденсации снизится на 2,34 °С. При этом производство электроэнергии за год увеличится на 41,72 ГВт·ч. С учетом затрат на приобретение элементов оросителя и его монтаж срок окупаемости модернизации оросителя составит 2,5 года

Ключевые слова: система оборотного водоснабжения, математическая модель, градирня, турбоустановка, конденсатор.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ мирового баланса электроэнергии [1] показал важное место паротурбинных установок. Дальнейшее повышение их эффективности за счет повышения начальных параметров встречает трудности, связанные с созданием новых материалов. Повышение эффективности за счет снижения конечного давления связано с совершенствованием системы оборотного водоснабжения. Целью работы является определение влияния на экономичность работы электростанции с паротурбинной установкой эффективности градирни. Поставленная цель достигается за счет разработки математической модели связанных друг с другом башенной градирни и турбоустановки с конденсатором и проведением расчетов для двух типов оросителя градирни: асбестоцементные листы и сетчатые элементы, выполненные из полиэтилена. Проанализируем техническое и экономическое состояние энергопроизводящих установок. Наиболее дешевыми источниками электроэнергии являются газотурбинные установки (ГТУ). Затем в порядке повышения цены идут парогазовые (ПГУ), паротурбинные установки (ПТУ) и АЭС. Самую высокую термодинамическую эффективность (по величине абсолютного электрического КПД) имеют ПГУ, работающие по комбинированному циклу. Приведенные в [1] данные по стоимости эксплуатации не дают возможности определить наиболее дешевый тип установки с точки зрения топлива и обслуживания, поскольку приведены абсолютные, а не относительные цены. Самостоятельно сделать это нелегко, потому что надо знать коэффициент использования установленной мощности. Длительность строительства и удельная стоимость для ПГУ и ГТУ существенно меньше, чем для ПТУ, а тем более для АЭС. Цена топлива наименьшая у АЭС. Срок окупаемости у АЭС самый большой. То есть отдельно по этим показателям нельзя определить самую экономичную установку. По данным о стоимости электроэнергии, вырабатываемой разного типа энергетическими установками [1], следует, что при работе в базовой части графика нагрузки наименьшую стоимость имеет электроэнергия, вырабатываемая на АЭС, затем идут ПТУ, а самая дорогая электроэнергия производится ГТУ. Надо отметить, что при работе в полупиковой части графика нагрузки положение меняется и самым дорогим источником становятся АЭС. Капитальные затраты оказывают большое влияние на результаты сопоставления энергоустановок. В [2, с. 127] приводится выражение для определения капитальных затрат в зависимости от мощности производства:

$$cost(N_1) = cost(N_0) \cdot \left(\frac{N_1}{N_0} \right)^m \quad (1)$$

где $cost(N_0), cost(N_1)$ - стоимость электростанции при электрической мощности N_0 и N_1,

m - коэффициент масштабирования, $m = 0.6 \div 0.7$.

Эта зависимость нашла подтверждение и при исследовании группы экспертов Nuclear Energy Agency [3, стр. 9], подтвердившей снижение удельных капиталовложений при повышении мощности электростанций на примере энергоустановок в США, Франции и Канаде.

Исходя из (1) получаем, что со снижением мощности стоимость электростанции снижается, но удельные капитальные затраты растут. Это важно понимать при обсуждении вопроса использования концепции малых модульных ядерных установок [4]. Так, например, при рассмотрении ЯЭУ с SMR-160 [5], которая планируется для замены первых двух энергоблоков Ровенской АЭС с реакторами ВВЭР-440, ее стоимость определится как:

$$c(160) = c(1200) \cdot \left(\frac{160}{1200}\right)^{0,51} = 3500.$$

$$1200 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{160}{1200}\right)^{0,51} = 1,503 \cdot 10^9 \ \$.$$

В качестве удельной стоимости известной АЭС с ВВЭР-1200 принято 3500 $/кВт. Удельные капиталовложения в новую установку составят:

$$\frac{1,503 \cdot 10^9}{160000} = 9394 \cdot \$ / \text{кВт}.$$

В литературе и в докладах на конференциях сейчас часто встречаются значения капитальных вложений в SMR на уровне 1500 $/кВт, что является выражением желаемого за действительное.

Оптимизации параметров, как новых электростанций, так и реконструируемых уделяется большое внимание [6]. Наряду с экономической оптимизацией проводится термодинамическая, которая в настоящее время подразумевает эксергетический анализ [7], не зависящий от стоимости топлива и используемого оборудования.

Поскольку термодинамический анализ обеспечивает только минимальный расход топлива и не учитывает капитальные затраты, его усовершенствовали учетом эксергетических затрат на создание самой установки (эксерго-экономический метод) [8]. Окончательный выбор технического решения принимается с помощью сопоставительного анализа экономических показателей: чистой дисконтированной прибыли или дисконтированных расходов [9].

Из приведенных данных следует вывод о необходимости повышения экономической привлекательности паротурбинных установок, как основы тепловой и атомной энергетики. Причем как разрабатываемых новых установок, так и уже эксплуатируемых.

I. Анализ состояния паротурбинных установок и градирен

В [10, 11, 12] предложено использовать ГТУ для комбинирования с ТЭС и АЭС. Такое решение позволяет увеличить мощность энергоблоков благодаря утилизации тепла продуктов сгорания ГТУ, а также повысить надежность электроснабжения собственных нужд АЭС в аварийных ситуациях. Для ТЭС имеет место снижение выбросов углекислого газа. В настоящее время для большой части энергоблоков Украины или уже проведен процесс продления ресурса или идет подготовка к продлению. Учитывая отсутствие строительства новых энергоблоков, страна будет вынуждена продлевать эксплуатацию действующих. Однако этот процесс не может быть бесконечным. В [11] предложено снизить мощность реактора, что позволит продлить срок его безопасной эксплуатации. При комбинировании с ГТУ паровая турбина АЭС сможет нести полную нагрузку, а возможно, что и несколько повышенную. Здесь следует отметить, что использование теплоты отходящих газов для нагрева основного конденсата в ПНД приводит к повышению расхода пара в последних ступенях цилиндров низкого давления, что для действующих турбин дает отрицательный эффект.

Продолжается совершенствование проточной части турбины и других, важных для эффективности электростанции, элементов [13] (стопорно-регулирующих клапанов, трубопроводов и т.д.). Фирмой Mitsubishi Heavy Industries (MHI) на основе новых высокоэффективных турбинных лопаток, промежуточных и концевых уплотнений, а также других новых технологий повышена производительность паровых турбин. Изготовлена новая паровая турбина для комбинированного цикла. Проверка ее характеристик показала соответствие проектным данным. Однако отсутствуют данные по гидравлическому

сопротивлению предложенных стопорно-регулирующих клапанов.

Глубокий анализ по истории развития и состоянию паровых турбин, разрабатываемых фирмой General Electric (GE), дан в [14]. Уделено внимание и развитию конструкций, параметров, а также используемых материалов. GE в настоящее время изготавливает турбины на сверхкритических параметрах и продвигается к созданию суперсверхкритических паровых турбин. Еще с 1980 г. фирмой производились турбоустановки с одним и двумя промежуточными перегревами пара (310 бар, 593 ºС/593 ºС/593 ºС). Показано, что с увеличением числа регенеративных подогревателей КПД ПТУ несколько повышается. Для повышения температуры питательной воды предлагается использовать специальный подогреватель воды паром сверхкритических параметров. Максимальное число ПВД и ПНД при двойном перегреве пара может быть увеличено до 10. Определяющее значение играют, конечно, материалы, способные долгосрочно выдерживать высокие температуры. Они необходимы для перегревательной части парогенератора, промежуточных перегревателей пара, в первых ступенях цилиндров турбины. Освоенные материалы позволяют надежно эксплуатировать энергетические установки в течение проектного времени.

В Европе самым известным производителем турбин является фирма Siemens, которая отмечает, что в связи с увеличением доли возобновляемых источников к ТЭС и АЭС начали предъявлять требования регулирования мощности и поддержания частоты [15]. Поэтому основные компоненты турбины должны оптимизироваться в том числе и с точки зрения минимизации тепловых ударов. Следует отметить, что перед западными специалистами эти вопросы встали уже десять лет назад. В [15] приведены основные характеристики турбин производства Siemens, введенных в эксплуатацию в период с 2001 по 2013 г. (начальные параметры 600 ºС, 370 бар, параметры промперегрева 610 ºС, 60 бар. Диапазон мощностей от 600 до 1200 МВт).

Представленные данные свидетельствуют о высоком достигнутом уровне экономической эффективности. Однако стоимость повышения начальных параметров пара весьма высока. Поэтому следует обратиться и в стороны снижения конечных параметров процесса расширения. В этом случае требуется совершенствовать систему охлаждения циркуляционной воды [16], основным элементом которой является охладитель. В качестве охладителя могут использоваться пруд-охладитель, брызгальные бассейны, башенные и вентиляторные градирни. Наиболее эффективным охладителем, обеспечивающим наименьшую температуру охлажденной воды, являются градирни. Повышению эффективности охлаждения посвящено исследование аэродинамики внутри башенных градирен [17]. Неравномерность распределения воды и охлаждающего воздуха играют первостепенное значение в достижении конечного результата – максимального охлаждения воды. Относительно критерия эффективности следует отметить, что для оценки эффективности работы градирни часто применяется коэффициент [17]

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{lim}},$$

где t_1 и t_2 – температура воды на входе и выходе градирни,

$t_{\lim}$ - предельная температура охлаждения, которая определяется из выражения:

$$P_s\left(t_{lim}\right) = \varphi P_s\left(t_{air}\right).$$

где $P_s\left(t_{\lim}\right), P_s\left(t_{air}\right)$ – давления насыщения при предельной температуре насыщения и при температуре воздуха t_{air}.

Однако, как отмечено в [16], часто этот показатель может иметь высокие значения при неэффективной работе градирен, когда для обеспечения требуемого теплосъема используются повышенные (по сравнению с проектными) гидравлические нагрузки и охладительные площади.

Поэтому в [16] предложено оценивать эффективность градирни термодинамическим КПД:

$$\eta_{гр} = \frac{t_1 - t_2}{t_2}. \quad (2)$$

Большое внимание уделяется математическому моделированию процессов в градир-

нях. Так в [18] разработана численная модель для изучения процессов испарительного охлаждения, происходящих в новом типе градирни, использующем для создания тяги в башне возобновляемую энергию, а не вентиляторы. Задачей модели является анализ взаимодействия воздуха и воды. Для описания двусторонней связи между двумя фазами используется подход Эйлера. Для проверки адекватности модели использовались экспериментальные результаты по полномасштабному прототипу в реальных условиях. Основные полученные результаты подтверждают известные ранее данные о сильном влиянии на эффективность среднего размера капли воды, а также влиянии таких переменных как температура влажного термометра, массовый расход воды и воздуха и разность температур между температурой воды на входе и температурой воздуха. Рассчитано безразмерное численное соотношение эффективности как функции этих параметров. В [19] также обсуждается математическая модель производительности пленочной градирни, состоящая из двух взаимозависимых краевых задач и алгоритма самосогласованного решения. Первая краевая задача описывает испарительное охлаждение капель воды в зоне распыления градирни; вторая краевая задача описывает охлаждение пленки в оросителе. Выполнено моделирование краевых задач. Сравнение экспериментальных данных и результатов расчетов показало, что разница в тепловом КПД между расчетными и экспериментальными результатами не превышает 3%. Рассмотренные работы [18, 19] направлены на моделирование процессов, отличающихся от традиционных в результате изменения конструкции, и не имеют существенных отличий от классической теории испарительного охлаждения [20].

В работе [21] оптимизируется площадь тепломассообмена, при которой минимальные затраты должны обеспечиваться в течение всего срока службы противоточных градирен с принудительной тягой.

Приведены формулы для определения наилучших термоэкономических показателей.

Следует отметить, что, действительно, при увеличении площади теплообмена охлаждающая способность увеличивается, но затраты растут. В [22] доказывается, что оптимальная удельная гидравлическая нагрузка определяется из соотношения:

$$g = \Delta t = \sqrt{q / 4.19},$$

где Δt – изменение температуры воды в градирне, q – удельная тепловая нагрузка, МДж/(м^2·ч). То есть процесс оптимизации не требует длительных расчетов, что существенно упрощает проектирование. При этом, конечно же, должны использоваться эффективные ороситель и другие составляющие оборудования градирни.

Важность рассматриваемого вопроса подтверждается появлением новых конструктивных идей. Так в [23] предлагается и обосновывается устройство воздуховодов в дождевой зоне. Целесообразность такого нововведения обосновывается численными методами. Доказано, что дополнительный подвод воздуха повышает охлаждающую способность, особенно в безветренную погоду. В [24] рассматриваются альтернативные наполнители для оросителя: кокосовое волокно, кокосовая стружка, полиэтилентерефталат. Проведенные эксперименты показали, что использование указанных материалов позволяет получить конечную температуру охлажденной воды на два градуса ниже, чем при традиционном материале. Однако не указана дополнительная стоимость такого усовершенствования.

Не осталось без внимания прогнозируемое изменение климата. При повышении средней температуры воздуха температура охлажденной воды повысится. Это приведет к снижению выработки электроэнергии. Однако, согласно проведенным расчетам [24] повышение высоты башни для увеличения расхода воздуха оказывается экономически не обоснованным.

Итак, состоянию основного элемента системы оборотного водоснабжения (СОВ) - градирням – должно уделяться особое внимание. Однако большинство градирен мощных ТЭС и АЭС на сегодняшний день оборудовано оросителями из асбестоцементных листов, которые являются физически и морально устаревшими [25]. Это приводит к повышению конечной температуры охлажденной воды в градирне (или начальной температуры технической воды в конденсаторе) и, как следствие, к снижению термического КПД цикла турбоустановок, уменьшению производства энергии и рентабельности электростанций.

СОВ играют большую роль в работе многих типов предприятий, поэтому уделяется

большое внимание их совершенствованию [26]. Постоянно появляются новые конструкции разбрызгивающих устройств, различные формы элементов для оросителей и прочее. Совершенствуются методы анализа и расчета [27]. С другой стороны, на фоне снижения мощности предприятий модернизация градирен не проводится, а в лучшем случае финансирование для их поддержки формируется по остаточному принципу. Современные градирни, как башенные, так и вентиляторные, комплектуются оросителем, выполненным из сетчатых элементов.

В [25] проведено сравнение эффективности работы градирен при использовании оросителя из асбестоцементных листов и из сетчатых элементов. Сравнение проводилось при одинаковых метеорологических условиях (температура воздуха $v = 19.5\,°\mathrm{C}$, относительная влажность $\varphi = 0.54$) и начальной температуре охлаждающей воды $(t = 35.6\,°C)$.

При этом получено, что в первом случае конечная температура $t_2 = 29.31\,°C$, а при использовании сетчатых элементов $t_2 = 27.32\,°C$. Начальная температура t_1 в обоих случаях принималась одинаковой. Однако следует отметить, что это некорректно, поскольку в стационарном режиме (при постоянном расходе воды G_{liq} и тепловой нагрузке) абсолютные величины Δt в градирне и в конденсаторе одинаковые, а потенциальный уровень этого перепада зависит исключительно от эффективности работы градирни (чем она выше, тем ниже температурный уровень) [16]. То есть, уменьшение t_2 означает соответствующее уменьшение t_1. К тому же, при изменении температуры конденсации пара в конденсаторе электростанции, что зависит от t_2, меняется мощность конденсатора. Таким образом, имеет место существенное влияние элементов СОВ друг на друга. Учет этого влияния и должен быть отражен в разрабатываемой математической модели СОВ.

II. Цель и задачи исследования

Целью работы является определение влияния эффективности работы СОВ, а в частности градирни, на экономичность турбоустановки. Для достижения поставленной цели была разработана математическая модель связанных между собой турбоустановки, конденсатора и градирни.

В результате расчета были определены технико-экономические показатели работы турбоустановки К-1000-5,8/50 серийного блока АЭС с ВВЭР-1000 при двух вариантах конструкции оросителя градирен: из асбестоцементных листов и из сетчатого элемента, выполненного из полиэтилена низкого давления.

В качестве примера сетчатого элемента рассмотрен тип ПР-50 [28]. Следует отметить, что в настоящее время разработаны новые типы насадки с более эффективными показателями (ИК-100, Бальке-Дюрр). Расчеты проводились для условий наиболее северной в Украине Ровенской АЭС.

Итак, рассматриваемая математическая модель включает следующие составляющие: математическая модель башенной градирни, позволяющая выполнить необходимые аэродинамический и тепловой расчеты градирни; математическая модель тепловой схемы турбоустановки и конденсатора для расчета электрической мощности в зависимости от конечного давления пара в конденсаторе; математическая модель системы «турбоустановка - градирня» для определения стационарного температурного уровня работы системы для различных метеорологических условий.

III. Описание математической модели

Алгоритм расчета в рамках указанной модели следующий. Задается температура охлаждающей воды на входе в конденсатор t_2 проводится расчет тепловой схемы турбоустановки и конденсатора с определением температуры конденсации, мощности конденсатора и определяется температура охлаждающей воды на выходе из него, то есть на входе в градирню t_1. Далее проводятся аэродинамический и тепловой расчеты градирни и уточняется значение t_2. Если относительная погрешность расчета составляет менее 1%, расчет прекращается.

Математическая модель градирни. Поскольку эффективность охлаждения воды в градирне существенно зависит от метеорологических условий, расчеты проводились с привязкой к г. Вараш Ровенской области при среднемесячных значениях параметров, вли-

яющих на работу градирни: температуры воздуха и его относительной влажности (табл. 1).

Исходные данные для сравнительных расчетов следующие. Расход охлаждающей воды $G_{\text{жид}} = 89600$ м^3/ч; площадь оросителя $F_{op} = 10000$ м^2; высота асбоцементных листов $H_{op} = 2,4$ м; отношение площади входных окон к площади оросителя $F_{ok} / F_{op} = 0,354$; $P_б = 745,698$ мм рт. ст.; коэффициенты для асбоцементного оросителя $A = 0,479 \cdot 1/\text{м}$; $m = 0,66$; скорость воздуха $\omega_{возд} = 0,97$м/с.

Таблица 1[1]

Среднемесячные значения температуры и относительной влажности воздуха в районе Ровенской АЭС в 2015 г.[2] [28]

Показатель Indicator	Апрель April	Май May	Июнь June
ν, °C	8,2	14,1	18,4
φ, %	22,68	29,63	28,83
Показатель Indicator	Июль July	Август August	Сент. Sept.
ν, °C	20,4	21,9	16,1
φ, %	31,64	28,7	38,26

Высоту оросителя из сетчатого элемента принимаем 1 м.

Расчет проводится на примере башенной градирни площадью 10000 м^2, установленной на Ровенской АЭС. Методика расчета заключается в следующем. Задается температура воздуха на выходе градирни, определяется самотяга. Из равенства самотяги и аэродинамического сопротивления градирни находится скорость воздуха и, соответственно, расход воздуха. Тепловой расчет градирни позволяет итеративно определить температуру охлажденной воды на выходе из градирни [25]. Полученные значения сопоставляются с принятыми. При их неравенстве расчет повторяется с откорректированными исходными данными.

Математическая модель турбоустановки. Расчет тепловой схемы турбоустановки проводится стандартными методами [29] при постоянном расходе пара на турбину, который соответствует мощности реактора 3000 МВт. Характеристики основного оборудования турбоустановки также приведены в [29].

Приняв температуру охлаждающей воды на входе в конденсатор, с учетом площади и условий теплообмена в конденсаторе, определяется температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, а также давление конденсации пара, что является исходным параметром для расчета тепловой схемы турбоустановки.

Для расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторе использовалось уравнение Л.Д. Бермана [30]:

$$k = 4070a\left(\frac{1.1w_B}{d_2^{0.25}}\right)^x \times$$

$$\times\left[1-\frac{0.42\sqrt{a}}{1000}\left(35-t_{1B}\right)^2\right]\Phi_z\Phi_d$$

Температурный напор между конденсатом и охлаждающей водой на выходе конденсатора:

$$\delta t = \Delta t_B\left[\exp\left(\frac{kF}{c_pW}\right)-1\right]^{-1},$$

где Δt_B – нагрев воды в конденсаторе, К; k – коэффициент теплопередачи в конденсаторе, кВт/(м^2 К); F – поверхность теплообмена конденсатора, м^2; c_p – удельная теплоемкость воды; кДж/(кг К); W – расход охлаждающей воды, кг/с; w_B – скорость воды в трубках, м/с; d_2 – внутренний диаметр трубок, м; a – коэффициент чистоты, $a = 0.65 \div 0.85$; $x = 0,12a\left(1+0.15t_{1B}\right)$, Φ_z – коэффициент, учитывающий количество ходов воды z в конденсаторе: $\Phi_z = 1+\left(z-2\right)\left(1-t_{1B}/35\right)/10$; Φ_d – учитывает паровую нагрузку конденсатора $d_k = \frac{G_k}{F_k}$; $\Phi_d = 1$ при паровой нагрузке от номинальной $d_k^{ном}$ до $d_k^{гр} = \left(0,9-0.012t_{1B}\right)d_k^{ном}$; если $d_k^{ном} \langle d_k^{гр}$, то $\Phi_d = \delta\left(2-\delta\right)$, где $\delta = \frac{d_k^{ном}}{d_k^{гр}}$. Согласно представленному алгоритму с помощью разработанного программного комплекса были проведены вариантные расчеты, определены температуры охлаждающей воды и электри-

[1,2]Appendix 1

ческая мощность турбоустановки по среднемесячным параметрам окружающего воздуха для двух видов оросителей.

Из полученных результатов следует, с уменьшением температуры на выходе градирни t_2 в результате модернизации оросителя уменьшается также и теплоперепад Δt, что объясняется уменьшение температуры конденсации $t_к$ и расхода пара в конденсатор.

Учитывается также изменение внутреннего относительного КПД последней ступени цилиндра низкого давления с изменением конечного давления. В результате расчета тепловой схемы турбоустановки определяется ее электрическая мощность, а также расход пара в конденсатор $D_к$ и его мощность.

При необходимости корректируется кратность охлаждения m так, чтобы расход охлаждающей воды равнялся постоянной гидравлической нагрузке градирни $G_{liq} = 89600$ м^3/ч. Расчет продолжается до тех пор, пока расход пара, принятый для расчета конденсатора, будет равен расходу пара в конденсатор, полученному из расчета тепловой схемы.

Для верификации математической модели турбоустановки были проанализированы реальные показатели работающего энергоблока Хмельницкой АЭС (К-1000-5,8/50) за зимний и весенний период работы 2011-2012 гг. Достаточно сильный разбег данных обусловлен многочисленными факторами, изменяющимися в процессе эксплуатации блока (чистота теплообменной поверхности трубок конденсатора, работы шарикоочистки конденсатора, нагрузки теплофикационной установки, температуры окружающей среды, подачи пара на станционный паровой коллектор собственных нужд и другие факторы, которые достаточно сложно учесть).

На основании полученных данных был построен график зависимости КПД ПТУ от температуры охлаждающей воды (рис. 1). В результате аппроксимации представленных данных было получено выражение, подтверждающее результаты расчета по разработанной программе.

IV. Сопоставление результатов работы энергоблока в течение года при использовании двух типов оросителей

Согласно представленному алгоритму с помощью разработанного программного комплекса были проведены вариантные расчеты, определены температуры охлаждающей воды и электрическая мощность турбоустановки по среднемесячным параметрам окружающего воздуха для двух видов оросителей.

Как следует из полученных результатов, с уменьшением температуры на выходе градирни t_2 в результате модернизации оросителя уменьшается также и теплоперепад Δt, что объясняется следующим. Уменьшение t_2 влечет за собой уменьшение температуры конденсации $t_к$. Как известно, это приводит к росту термического КПД и, следовательно, к уменьшению мощности конденсатора. При этом, учитывая постоянный расход охлаждающей воды, получим, что разница температур охлаждающей воды в конденсаторе (а также и в градирне) будет уменьшаться.

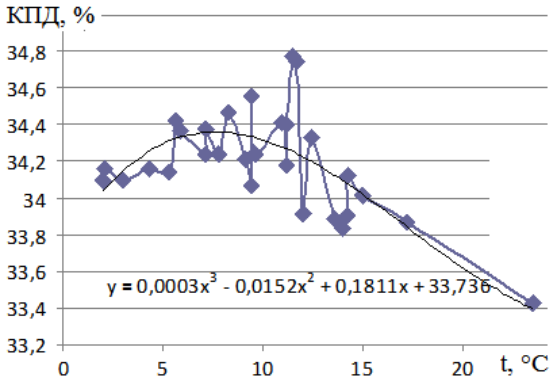


Рис. 1. Зависимость КПД турбоустановки от температуры охлаждающей воды.[1]

В среднем за полгода изменение температуры охлажденной воды на 1 градус приводит к изменению абсолютного электрического КПД турбоустановки на 0,13 %.

Суммарный доход АЭС составит 0,788 млн. $ в год. Обоснованием целесообразности модернизации может быть также увеличение эффективности работы градирни, что согласно [16] определяется термодинамическим КПД градирни (2), который в результате модернизации оросителя повышается в среднем на 7,9% (отн.).

Выводы

Разработана математическая модель системы «ПТУ - градирня», что позволяет определить влияние эффективности градирни на температурный уровень работы конденсатора АЭС.

Определены среднемесячные значения конечного давления в конденсаторах и, соот-

[3]Appendix 1

ветственно, электрической мощности турбоустановки К-1000-5,8/50 для шести теплых месяцев года для существующего оросителя из асбестоцементных листов и перспективного оросителя из сетчатых элементов. В результате расчетов получено, что средняя за полгода температура конденсации снизится на 2,34 °С. При этом выработка электроэнергии за полгода увеличится на 41,72 ГВт·ч.

С учетом возможной цены на сетчатый элемент 100 USD/м^3 стоимость модернизации для двух градирен составит 2 млн. USD. Годовой доход от продажи дополнительной электроэнергии составит 0,788 млн. USD. Таким образом, срок окупаемости модернизации оросителя градирен составит 2,54 года, что говорит о высокой рентабельности рассматриваемой модернизации. Проведена оценка термодинамической эффективности градирни при изменении конструкции оросителя. Как показали результаты расчета, термодинамический КПД градирни при переходе на ороситель из сетчатого элемента повышается в среднем на 7,9% (отн.). Важным для принятия технических решений является полученная в результате расчетов зависимость электрического КПД блока АЭС с ВВЭР-1000 от температуры охлажденной воды в градирне t_2 : 0,13% /°С.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

[1, 2]**Table 1.** Monthly mean values of temperature and relative humidity in the area of the Rivne NPP 2015.

[3]**Fig.1**. The dependence of the efficiency of the turbine on the temperature of the cooling water

Литература (References)

[1] Kehlhofer R., Hannemann F., Stirnimann F., Rukes B. Combined-Cycle Gas&Steam Turbine Power Plants – Oklahoma: PennWell Corporation, 2009. - 434 p. Available at: https://books.google.com.ua/books?hl=ru&lr=&id=OmnOG7vWfuQC&oi=fnd&pg=PP1&dq=increasing+the+efficiency+of+steam+ Tubines&ots=VrzrQgA69I&sig=ZdYOn2r8o5uEUhvsJY_jD_k5B0U&redir_esc=y#v=onepage&q=increasing%20the%20efficiency%20of%20steam%20Turbines&f=false. (accessed 12,08. 2019)

[2] Spravochnyk khymyka. T. 1. [Chemist Handbook] – M.-L.: Hoskhymyzdat, 1962. – 1071 c. (In Russian).

[3] Reduction of Capital Costs of Nuclear Power Plants. - OECD, 2000. - 110 p. Available at: https://www.oecd-nea.org/ndd/pubs/2000/2088-reduction-capital-costs.pdf (accessed 16.08.2019)

[4] Kessides, Ioannis N., Kuznetsov, Vladimir. Small Modular Reactors for Enhancing Energy Security in Developing Countries. Sustainability. 2012. 4(8). Pp. 1806-1832. Available at: http://www.mdpi.com/2071-1050/4/8/1806 (accessed 16.08.2019)

[5] SMR-160. Available at: https://holtecinternational.com/productsandservices/smr/ (accessed 16.08.2019)

[6] Naserabad S. Nikbakht, Mehrpanahi S., Ahmadi A. Multi-objective optimization of feed-water heater arrangement options in a steam power plant repowering. *Journal of Cleaner Production*. Volume 220, 20 May 2019, pp. 253-270.

[7] Ameri Mohammad, Ahmadi Pouria, Hamidi Armita. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study. /*International journal of energy research*. 2008. Available at: https://doi.org/10.1002/er.1495

[8] Mabrouk Aicha, Labidi Jalel, Rekik Abdelaziz, Jeday Mohamed-Razak. Exergoeconomic Analysis: Fundamentals. August 2018. Green Energy and Technology. In book: Exergy for A Better Environment and Improved Sustainability. DOI: 10.1007/978-3-319-62572-0_57.

[9] https://en.wikipedia.org/wiki/Net_present_value (accessed 16.08.2019)

[10]Carapellucci, R., Giordano, L. Upgrading existing coal-fired power plants through heavy-duty and aeroderivative gas turbines. (2015) *Applied Energy*, 156, pp. 86-98. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.06.064l.

[11] Kryazhev A.V., Antonova A.M. Ispol'zovaniye parogazovoy tekhnologii na AES. [The use of combined-cycle technology at NPPs. Proceedings of universities, Nuclear power, №1, 2010. pp. 56-61]. Izvestiya vuzov, Yadernaya energetika, №1, 2010. pp. 56-61. (In Russian)

[12] Darwish M.A., Fatimah M., Al Awadhi, Anwar O. Bin Amer. Combining the nuclear power plant steam cycle with gas turbines. *Energy*. Vol. 35, Issue 12, December 2010, pp. 4562-4571.

[13] Watanabe E. and oth. Development of New High Efficiency Steam Turbine. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol.40 No.4 (Aug. 2003). 6 p. Available at: http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e404/e404212.pdf (accessed 16.08.2019).

[14] Retzlaff Klaus M., Ruegger W. Anthony. Steam Turbines for Ultrasupercritical Power Plants. 1996. 17 p. Available at: http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://www.steamforum.com/pictures/ge%2520turbine%2520config.pdf (accessed 16.08.19)

[15] Quinkertz R., Ulma A., Gobrecht E., Wechsung M. Ultra supercritical steam turbine technology for maximum efficiency and operational flexibility. – Power-Gen Asia 2008 – Kuala Lumpur, Makaysia October 21-23, 2008. 17 p. Available at: https://docplayer.net/20770536-Usc-steam-

turbine-technology-for-maximum-efficiency-and-operational-flexibility-dr-rainer-quinkertz-andreas-ulma-edwin-gobrecht-michael-wechsung.html (accessed 16.08.2019)

[16] Sosnovskii S.K. and Kravchenko V.P. The Efficiency Index of Mechanical_Draft and Chimney_Type Water Cooling Towers Operation. - *Thermal Engineering, 2014, Vol. 61, No. 9, pp. 636–641.*

[17] Vlasov A. V., Dashkov G. V., Solodukhin A. D. and Fisenko S. P. Investigation of the internal aerodynamics of the chimney-type evaporative cooling tower / *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 75, No. 5, 2002. Pp. 1086-1091.

[18] Kaiser A.S., Lucas M., Viedma A., Zamora B. Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Volume 48, Issue 5, 2005, pp. 986-999.

[19] Fisenko S.P., Petruchik A.I., Solodukhin A.D. Evaporative cooling of water in a natural draft-cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer. Volume 45, Issue 23*, November 2002, P. 4683-4694.

[20] Aref'yev Yu.I., Ponomarenko V.S. Tekhnologicheskiye raschety bashennykh gradiren // Vodosnabzheniye i sanitarnaya tekhnika [Technological calculations of tower cooling towers // Water supply and sanitary engineering]. 2000. № 7. pp. 17-20. (In Russian).

[21] Söylemez M.S. On the optimum sizing of cooling towers. *Energy Conversion and Management. Vo-lume 42, Issue 7*, May 2001, pp. 783-789.

[22] Xuehong Chen, Fengzhong Sun, Youliang Chen, Ming Gao. Novel method for improving the cooling performance of natural draft wet cooling towers. *Applied Thermal Engineering*. Volume 147, 2019, pp. 562-570.

[23] Tomás A. C. C., Araujo S. D. O., Paes Marcos D., Primo Ana R. M., Ochoa A. A. V. Experimental analysis of the performance of new alternative materials for cooling tower fill. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 144, 5 November 2018, pp. 444-456.

[24] Ali Ayoub, Blaže Gjorgiev, Giovanni Sansavini. Cooling towers performance in a changing climate: Techno-economic modeling and design optimization. Energy,Volume 160, 1 October 2018,pp. 1133-1143.

[26] Kirov, V.S. Teplovyye skhemy turboustanovok AES i ikh raschoty [Thermal diagrams of NPP turbine plants and their calculations] /V.S. Kirov //Odesa: Astroprynt, 2004. – 212 p. (In Russian).

[27] Parovyye i gazovyye turbiny dlya elektrostantsiy [Steam and gas turbines for power plants] / A.G. Kostyuk, V.V. Frolov, A.E. Bulkin et al. - M: Publishing House MPEI, 2008. - 556 p

Сведения об авторах .

Галацан Марк Петрович, старший преподаватель кафедры АЭС ОНПУ**.** Область научных интересов: расчет тепловых схем турбоустановок.
E-mail: maric@i.ua

Кравченко Владимир Петрович.
Зав. кафедры атомных электростанций ОНПУ, доктор технических наук, профессор. Область научных интересов: технико-экономическая оптимизация параметров энергоустановок.
E-mail: kravchenko@opu.ua

Киров Владимир Степанович. Профессор каф. АЭС ОНПУ, кандидат технических наук, профессор. Область научных интересов: термодинамический анализ тепловых схем ТЭС и АЭС.
E-mail: vskirov@gmail.com

Effect of Technical Parameters of Electric Low Voltage Devices of the Shop Power Supply Systems on their Reliability Characteristics

Gracheva E.I.[1], Ivshin I.V.[1], Gorlov A.N. [2], Alimova A.N.[1]
[1]Kazan State Power Engineering University
Kazan, Russia
[2]South-Western State University
Kursk, Russia

Abstract. The article deals with an integrated approach to the study of the functioning efficiency of low-voltage switching devices as elements of shop networks during their operation. Based on the results of experimental studies of the contact connections of devices using a thermal imaging equipment, a new criterion is offered for the estimation of the technical condition of devices, namely, the coefficient of actual multiplicity exceeding the contact resistance under operating conditions. Its calculated numerical values for circuit breakers, contactors, magnetic starters, knife switches and batch switches are determined that allow evaluating their technical condition and operation. They also prevent the development of defects in the switching equipment and failures and make it possible to use the developed criterium for the supplemental regulation periods of investigations of switching devices. An algorithm and a method have been elaborated for a comprehensive assessment of the functioning efficiency of the switching low-voltage devices, which allows establishing a relationship between the probability of uptime and the contact resistance of devices considering the number of switching cycles. The contact resistance is considered as a random function of the number of switching cycles. The studies carried out according to the developed algorithm with the identification of the functional relationship between the contact resistance parameters and the probability of failure-free operation of the devices installed on the lines of the networks allow us to evaluate the technical condition of the equipment. The amount of the electricity losses and characteristics reliability of the internal power supply systems can also be specified.
***Keywords*:** electrical apparatus, failure-free operation, reliability, electricity, power circuits, resistance of contact connections.
DOI: 10.5281/zenodo.3367062

Influența a parametrilor tehnice de aparatele electrice pentru sistemele de aprovizionare cu energie electrică asupra caracterisiticile lor de fiabilitate

Graceva E.I., [1] Ivșin I.V., [1] Gorlov A.N., [2] Alimova A.N. [1]
[1] Universitatea de Stat energetică din Cazani
Cazani, Federația Rusă
[2]Universitatea de Sud-Vest de Stat
Cursc, Federația Rusă

Rezumat. Scopul acestei lucrări este o nouă abordare la studiul eficienței aparatelor de comutare în procesul de funcționare a acestora. Obiectivul stabilit în lucrare a fost realizat prin urmare a studiilor experimentale și teoretice, utilizând controlul imagistic termic. Cele mai importante rezultate sunt: elaborarea unui nou criteriu pentru evaluarea stării tehnice a dispozitivelor - coeficientul de multiplicitate reală, rezistența de contact în exces în condiții de funcționare și determinarea valorilor sale numerice pentru întrerupătoare, contactoare, startere magnetice, întrerupătoare cu cuțite și întrerupătoare, care ne permit să evaluăm starea tehnică și funcționarea acestora, preveni dezvoltarea defectelor la echipamentele de comutare și accidentele, utilizați criteriul elaborat pentru regulamentul suplimentar de reglementări privind calendarul sondajelor echipamentelor de comutare. Semnificația rezultatelor obținute constă în obținerea, conform datelor experimentelor, a dependențelor empirice ale rezistențelor inițiale ale conexiunilor de contact ale dispozitivelor de valoarea curentului nominal. Conform examinărilor de imagistică termică, au fost stabilite tipuri de deteriorare a aparatului și au fost obținute dependențele rezistenței de contact a echipamentului defect la temperatura sistemelor de contact ale aparatului la diferitele lor moduri de încărcare. A fost elaborat un algoritm și o metodă pentru o evaluare cuprinzătoare a eficienței de funcționare a dispozitivelor de comutație de joasă tensiune, care permite stabilirea unei relații între probabilitatea de funcționare și rezistența de contact a dispozitivelor. În acest caz, rezistența de contact este considerată o funcție aleatorie a numărului de cicluri de comutare. Conform rezultatelor studiilor experimentale, pentru a obține o valoare critică a rezistenței dispozitivului, se obține o creștere medie de trei ori a rezistenței inițiale.

© Грачева Е.И., Ившин И.В., Горлов А.Н.,
Алимова А.Н., 2019

Cuvinte-cheie: dispozitive, fiabilitate, fiabilitate, electricitate, circuite de alimentare, rezistență la contact.

Влияние технических параметров электрических аппаратов систем электроснабжения на их характеристики надежности

Грачева Е.И. [1], Ившин И.В. [1], Горлов А.Н. [2], Алимова А.Н. [1]
[1]Казанский государственный энергетический университет
Казань, Россия
[2]Юго-Западный Государственный Университет
Курск, Россия

***Аннотация*.** Целью данной работы предлагается новый подход к исследованию эффективности функционирования коммутационных аппаратов в процессе их эксплуатации. Поставленная в работе цель достигнута в результате проведенных экспериментальных и теоретических исследований с помощью тепловизионного контроля. Наиболее важными результатами являются: разработка нового критерия оценки технического состояния аппаратов – коэффициента фактической кратности превышение сопротивления контактов по условиям эксплуатационных режимов и определение его численных для автоматических выключателей, контакторов, магнитных пускателей, рубильников и пакетных выключателей, которые позволяют оценивать их техническое состояние и эксплуатацию, не допускать развитие дефектов коммутационной аппаратуры и аварии, использовать разработанный критерий для вспомогательного регламента сроков проводимых обследований коммутационной аппаратуры. Значимость полученных результатов состоит в получении по данным проведенных экспериментов значений эмпирических зависимостей начальных сопротивлений контактных соединений аппаратов от величины номинального тока. По данным тепловизионных обследований установлены виды повреждений аппаратов и получены зависимости сопротивлений контактных соединений дефектного оборудования от температуры контактных систем аппаратов при их различных режимах загрузки. Разработаны алгоритм и метод комплексной оценки эффективности функционирования коммутационных низковольтных аппаратов позволяющие установить зависимость между вероятностью времени безотказной работы и сопротивления контактов аппаратов с учетом количества циклов коммутаций. При этом сопротивления контактов рассматривается как случайная функция количества коммутационных циклов. По результатам проведенных экспериментальных исследований для достижения критического значения сопротивления аппарата принимается в среднем трехкратное увеличение начального сопротивления. Проведенные согласно разработанному алгоритму исследования с выявлением функциональной зависимости между параметрами сопротивлений контактов и вероятности времени безотказной работы аппаратов позволяют оценивать техническое состояние оборудования уточнять величину потерь электроэнергии и характеристик надежности систем электроснабжения.

Ключевые слова: аппараты, безотказность, надежность, электроэнергия, силовые цепи, сопротивления контактных соединений.

ВВЕДЕНИЕ

Достаточно долгое время развитие электроэнергетики в России проходило по экстенсивному пути, в связи с тем, что по большей части оно имело направленность на обеспечение потребности в электрической энергии промышленного, сельского и коммунально-бытового секторов, которое постоянно растет. Распределение и качество электроэнергии остаются ключевыми проблемами, стоящими перед электроэнергетической отраслью. Выбор подходящего оборудования и архитектуры для конкретного приложения означает разницу между успехом и провалом [1; 2]. В статье продолжается развитие данной темы на конкретных примерах. Благодаря высокому влиянию на стоимость электроэнергии и его прямой зависимости от удовлетворенности потребителей, надежность распределения остается одной из наиболее важных тем в электроэнергетике. Авторы рассматривают как избежать распространенных ошибок при проведении тестирования электрооборудования, как применять эффективное управление рисками [3; 4; 5]. Условия множества потребителей электрической энергии к поставщикам, связанные с обеспечением надежности в России были монотипными и в свою очередь сводились к регламентации допустимой длительности отключения и последствий нарушения электроснабжения.

Грилл П. и другие зарубежные авторы охватывают все аспекты тестирования и обслуживания оборудования энергосистем, обслуживающих различные подстанции и установки, рассматриваются практические аспекты тестирования и обслуживания, а также представлены методологии и основы разработки, необходимые для выполнения этих задач [6; 7; 8]. На данной стадии формирования энергетики устойчивость и качество поставляемой электроэнергии не рассматривались энергоснабжающими организациями, в силу их монопольного положения, как главные условия

во взаимоотношениях с потребителями электрической энергии и все обусловливалось категориями электроприемников.

В статьях Элайна А.Л. и Алзенира Р. построены два вспомогательных индекса: базовое состояние и рабочее состояние, представляющие физические и функциональные характеристики оборудования, которые могут поставить под угрозу его производительность и способствовать возникновению сбоев. Их оценке помогает индекс технической мощности, который оценивает, насколько сильно на оборудование повлияли условия эксплуатации. В этой работе представлены общие положения, но опускается рассмотрение сопротивления контактов [9; 10; 11].

Шаоди Х. и Ли К. в целях эффективного повышения стабильности работы оборудования и продления его срока службы, на основе анализа причин неисправностей электрооборудования с токопроводящей нагрузкой предлагают подход раннего предупреждения о неисправности, основанный на эквивалентных сопротивлениях. Во-первых, модель зависимости между сопротивлением, нагрузкой и температурой устанавливается на основе теории теплопередачи. Затем модель используется для расчета эквивалентного сопротивления контактора. После этого предлагается метод извлечения признаков неисправности по отношению нагрузки между различными контакторами на основе анализа эквивалентного сопротивления [12; 13; 14].

Георгита С.М. и др. утверждают, что контактные соединения являются важными элементами электрических установок. Наличие электрического контакта на пути движения тока всегда вносит дополнительное электрическое сопротивление, называемое контактным сопротивлением.

После обзора роли контактов в электрической цепи представлено изменение сопротивления контактов с изменением температуры и времени [15;16; 17]. Соуза Р.Т. и др. считают, поскольку электрические контакты являются токоведущими частями, необходимо, чтобы они характеризовались высокой безопасностью, соответствующей устойчивостью к различным напряжениям различной природы (механические, электрические, факторы окружающей среды) и достаточной термической и электродинамической устойчивостью [18; 19; 20].

На современном этапе развития, в связи с тем, что происходит существенное возрастание тарифов на электрическую энергию и происходит перестройка структуры состава потребителей электроэнергии, так как начинают использовать современные высокопроизводительные устройства и технологии, которые в свою очередь более восприимчивы к снижению устойчивости и к нарушению характеристик качества электроэнергии, к данной проблеме меняется отношение заказчиков

Встает вопрос о необходимости исследования технического состояния эффективности функционирования контактных соединений низковольтных коммутационных аппаратов на основании экспериментальных и расчетных данных, так как он не освещается в научной и справочной литературе и проведенное исследование не имеет аналогов.

Можно предположить, что температуры нагрева коммутационных аппаратов при равных условиях эксплуатации в момент измерения (рабочий ток и коэффициент загрузки) не равны между собой. Следствием неравенства температур является неравенство сопротивлений контактных соединений. Причина этого – в имеющихся пленках на контактах аппаратов.

НАДЕЖНОСТЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ КОНТАКТНЫХ СИСТЕМ

Тепловизионное обследование низковольтного оборудования выявило, что в дефектных электрических аппаратах из-за образования контактных пленок и неровностей площади контактирования наблюдается недопустимое увеличение температуры контактных соединений.

При тепловизионном контроле анализируется состояние недогруженных контактных групп. Вычисление превышения замеров фактической температуры по отношению к нормированному для величины токов $(0,6\ -\ 1)\cdot I_{nom}$ осуществляется в соответствии

$$\frac{\Delta t_{nom}}{\Delta t_w}=\left(\frac{I_{nom}}{I_w}\right)^2, \qquad (1)$$

где Δt_{nom} и Δt_w – превышения температуры при токах I_{nom}, I_w.

Для контактов и контактных соединений, работающих при токах нагрузки $(0.3-0.6)\cdot I_{nom}$, соотношение имеет вид

$$\frac{\Delta t_{0.5}}{\Delta t_w}=\left(\frac{0.5I_{nom}}{I_w}\right)^2, \qquad (2)$$

где $\Delta t_{0.5}$ – превышение температуры при токе $0.5I_{nom}$.

Согласно ГОСТ 12393-2013 техническое состояние контактных соединений аппаратов, а

также систем служащих для соединения проводов, кабелей, шин электрооборудования вычисляется при помощи двух параметров

- характеристики оценки дефекта по перегреву K_d контактного соединения,

- избыточной температуры *t* аналогичных контактных соединений других фаз при $0.5I_{nom}$ [21].

Коэффициент дефектности K_d соответствует отношению удельного теплового потока Джоуля, выделившегося в контактном соединении к удельному тепловому потоку, вне контактных соединений. Удельный тепловой поток с поверхности в соответствии с теплоотдачей в воздух и теплового излучения, вычисляется по выражению

$$c = \beta \cdot (t - t_{env}), \quad (3)$$

где β – показатель теплоотдачи с поверхности; *t* – температура площади поверхности; t_{env} – температура окружающей среды.

Тогда коэффициент дефектности

$$K_d = \frac{\Delta t_{cc}}{\Delta t_{cw}}, \quad (4)$$

где Δt_{cc} и Δt_{cw} превышение температуры контактного соединения коммутационного аппарата и соединяемого провода вне арматуры (на расстоянии не менее 1 м от зажима) над температурой окружающего воздуха при протекании по ним одного и того же тока.

При учете соотношения для количества теплоты коэффициент дефектности определяется

$$K_d = \frac{I^2 r}{I^2 r_{cw}} = \frac{r}{r_{cw}}, \quad (5)$$

где I – сила тока; r и r_{cw} – сопротивление контактного соединения коммутационного аппарата и провода.

Известно, что эксплуатационное состояние электрического контакта зависит от тока, площади контактной системы, силы затяжки (для болтовых соединений) а также определяется коррозией, нагаром и т.д. При определении соотношения повышений температур тепловизором и пользуясь выражениями (4) и (5), косвенно оценивается техническое состояние контактной системы.

В электроэнергетике по нормам испытаний оборудования [22] анализируется состояние контактных соединений: при $K_d < 1.2$ – слабое развитие дефектности, требуется постоянный контроль; $1.2 \le K_d \le 1.5$ – развивающийся дефект, необходимо устранять неисправность при ближайшем выводе электрооборудования из эксплуатации; $K_d > 1.5$ – аварийный дефект, необходимо срочное устранение.

Избыточная температура – это превышение измеренной температуры исследуемого соединения по отношению к температуре замеров фактических соединений других фаз.

Сопротивление контактных соединений электрических аппаратов вычисляется по выражению [21; 22]

$$R_{cc} = \frac{2\sqrt{\lambda \cdot f \cdot k_m \cdot S}}{I^2} \cdot \left(\theta_к - \frac{I^2 \cdot \rho(1 + \alpha \cdot \vartheta_c)}{k_m \cdot f \cdot S} \right), \quad (6)$$

где λ – теплопроводность материала проводника, для меди $\lambda = 390$ Вт/(м·К); f – поверхность охлаждения, м² ($f = 2 \cdot (c + d) \cdot 1 \cdot 10^{-3}$ при прямоугольной поверхности; $f = 2\pi r \cdot 1 \cdot 10^{-3}$ при круглой поверхности); k_m – коэффициент теплоотдачи, для меди $k_m = 16$ Вт/(м²·К); S – контурная площадка касания контактных соединений, м² ($S = c \cdot d$) для прямоугольной поверхности; $S = \pi r^2$ для круглой поверхности); I – ток через контакты, А ($I = K_l \cdot I_n$, где K_l – коэффициент загрузки); ϑ_c – температура контактных площадок ($\vartheta_c = \Delta t + t_n$; Δt – избыточная температура, превышение измеренной температуры исследуемого соединения над температурой t_s (таблица 1), t_n – температура контактного соединения аппарата на заведомо исправных участках электрооборудования (таблица 2)); θ_k – допустимый перепад температуры контакта над температурой окружающей среды, $\theta_k = 45$°C; ρ – удельное электрическое сопротивление, для меди $\rho = 1.62 \cdot 10^{-8}$ Ом/м²; α – температурный коэффициент сопротивления, для меди $\alpha = 0.0043$.

Температура контактной системы коммутационного аппарата на заведомо исправных участках электрооборудования [21, 22]

$$t_{cc} = \frac{I^2 \left(t_{perm} - t_{env} \right)}{I_{perm}^2} + t_{env}, \quad (7)$$

где t_{perm} – допустимая температура нагревания частей аппаратов при температуре окружающей среды 40°C (величины допустимых превышений температуры для аппаратов, работающих при

температуре окружающей среды, не равной принятой расчетной (40°C), изменяются так, чтобы допустимая температура элементов аппаратов, вычисляемая суммированием превышения и расчетной температуры окружающей среды, оставалась постоянной [22]); t_{env} – температура окружающей среды.

Таблица 1[1].

Значение температуры контактных соединений аппаратов на заведомо исправных участках[2]

№ п/п	Секция, панель Section, panel	Тип низковольтного электрического аппарата Type of low voltage electrical apparatus	Рабочий ток I_w, А The operating current, I_w, А			Температура контактной системы, °C Contact system temperature, °C		
			11.16.	03.17.	03.18.	11.16.	03.17.	03.18.
1	Цех №1 Shop N1	Рубильник Knife switch	46	48	41	34	35	32
2	Цех №2 Shop N2	Предохранитель Fuse		34	30		28	27
3	Цех №3 Shop N3	Магнитный пускатель Magnetic switch		27	28		25	25
4	Цех №4 Shop N4	Автоматический выключатель Circuit breaker	41	39	39,5	32	30	27
5	Цех №5 Shop N5	Автоматический выключатель Circuit breaker		23	23		24	24
6	Цех №6 Shop N6	Контактор Contactor		53	49		38	36

Таблица 2[3].

Данные тепловизионного обследования[4]

№ п/п	Секция, панель Section, panel	Дефектное соединение Defective compound	Вид дефекта Type of defect	11.16.		03.17.		03.18.		Ток аппарата I_p, А Apparatus current I_p, А			Сопротивление контакта r_{cc}, мОм Resistance contact r_{cc}, mOhm		
				Избыточная температура, Excessive actual temperature, °C						11.16.	03.17.	03.18.	11.16.	03.17.	03.18.
1	Цех №1 Shop N1	Рубильник Knife switch	нагревание БКС (фаза А) Heating of PCU (phase A)	64	98	36	38	35	51	46	48	41	1.6	1.2	1.1
2	Цех №2 Shop N2	Предохранитель Fuse				36	38	35	51		34	30		0.6	0.71
3	Цех №3 Shop N3	Магнитный пускатель Magnetic switch				36	38	35	51		27	28		17.3	17.1
4	Цех №4 Shop N4	Автоматический выключатель Circuit breaker		69	99	36	38	35	51	41	39	39	6.9	7.0	6.3
5	Цех №5 Shop N5	Автоматический выключатель Circuit breaker	Нагревание БКС Heating of PCU			36	38	35	51		23	23		8.6	6.8
6	Цех №6 Shop N6	Контактор Contactor				36	38	35	51		53	49		8.1	6.2

[1,2,3,4] Appendix 1

После подстановки значений в (7) температура контактной системы автоматического выключателя на заведомо исправных участках электрооборудования в марте 2018 г. (таблица 1, п. 4) будет равна $t_{cc} = 30°C = 303$ K. Тогда сопротивление контактной системы автоматического выключателя по (6) составит $r_{cc} = 0{,}007$ Ом.

Результаты вычислений сопротивлений контактных соединений аппаратов приведены в таблице 2.

Теоретические данные соответствуют результатам экспериментальных исследований, показавшим, что сопротивление контактных соединений коммутационных аппаратов, измеренное микроомметром Ф 4104-М1, не отличается от вычисленного более чем на 14 % [23; 24]

В результате экспериментов установлено, что температуры нагрева контактов коммутационных аппаратов при равных условиях эксплуатации в момент измерения не равны между собой. Следствием неравенства температур является неравенство сопротивлений контактных соединений. Причина этого – в имеющихся пленках на контактах аппаратов [12; 18].

Тепловизионное обследование низковольтного оборудования выявило, что в аппаратах из-за образования контактных пленок и неровностей площади контактирования наблюдается недопустимое увеличение температуры контактных соединений. В результате чего сопротивление контактов относительно начального увеличилось в среднем в 1,9–3 раза.

Значение коэффициента фактической кратности превышения сопротивления контактов электрических аппаратов по условиям эксплуатационных режимов определяется:

$$K_{ex.r.} = \frac{R_{act}}{R_{in}}, \qquad (8)$$

где R_{in} – начальное сопротивление контактов аппарата до эксплуатации (таблица 4); R_{act} – фактическое сопротивление контактов аппарата в эксплуатационных режимах.

Графики зависимости сопротивлений контактов аппаратов от температуры контактной системы приведены на рисунке 1

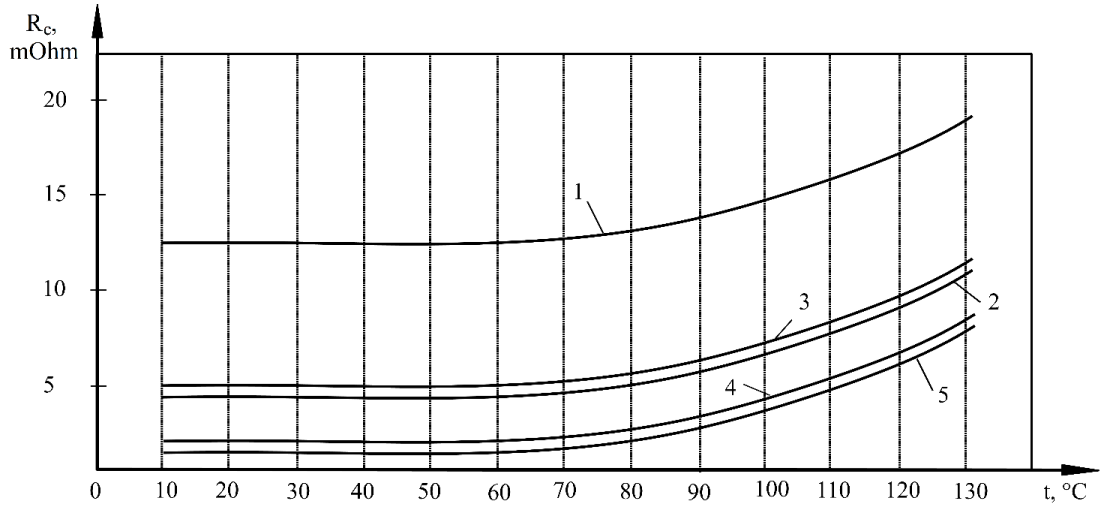


Рис. 1. Графики зависимости сопротивлений контактных соединений аппаратов от температуры контактных площадок при K_l = 0,5 (1 – магнитный пускатель, I_{nom} = 63 А; 2 – автоматический выключатель, I_{nom} = 63 А; 3 – контактор, I_{nom} = 63 А; 4 – рубильник, I_{nom} = 63 А; 5 – выключатель пакетный, I_{nom} = 63 А).[5]

Полученные статистические данные ежегодного тепловизионного обследования контактных соединений низковольтных коммутационных аппаратов позволили обосновать допустимые кратности превышения сопротивления контактов аппаратов по условию достижения предельно допустимой температуры нагрева контактов:

— для автоматических выключателей в 2.9 раза;

— для контакторов в 3.0 раза;

— для магнитных пускателей в 3.1 раза;

— для рубильников в 2.3 раза;

— для пакетных выключателей в 2.1 раза.

Для определения сопротивления контактных соединений с помощью номограмм, представленных на рисунке 1, необходимо рассчитать значение температуры контактной системы, например для магнитного пускателя

[5] Appendix 1

$$t_{cs} = \frac{27^2\left((65+40)-20\right)}{63^2} + 20 + 68 = 107\ .$$

Затем по оси абсцисс на рисунке 6 отложить полученное значение 107 и провести вертикально линию до пересечения с графиком, соответствующим исследуемому аппарату. На оси ординат отложится искомое значение контактного сопротивления, равное 14 мОм. При этом сопротивление контактов аппарата при измерении микроомметром, равно 14,1 мОм, что позволяет применять показанные номограммы для практического использования.

Таким образом, представленные результаты проведенных тепловизионных обследований позволяют оценивать эксплуатационное состояние низковольтных коммутационных аппаратов по критерию допустимой кратности превышения сопротивления контактных соединений и предотвращать развитие дефектов коммутационной аппаратуры и аварийные ситуации, а также использовать предлагаемый критерий в качестве дополнительного регламента сроков проводимых обследований коммутационной аппаратуры.

Комплексное исследование эффективности функционирования электрических аппаратов низкого напряжения. По результатам проведенных экспериментальных исследований для достижения критического значения сопротивления аппарата принимается в среднем трехкратное увеличение начального сопротивления

$$R_{cr} = k_{ex.r.} \cdot R_{in} \qquad (9)$$

где $k_{ex.r}$ – коэффициент, допустимой кратности превышения сопротивления контактов.

Начальное значение сопротивления контактов коммутационного аппарата R_{in} вычисляется на основании выражений, представленных в таблице 3.

Таблица 3[6].

Значение эмпирических зависимостей начальных сопротивлений контактных соединений аппаратов от величины номинального тока[7]

Тип аппарата Type of apparatus	Величина номинального тока, I_{nom}, А Rated current I_{nom}, A	Эмпирическая зависимость сопротивления от номинального тока Empirical dependence of resistance on the value of the rated current
Магнитный пускатель Magnetic switch	< 75	$R_{in} = 820 / I_{nom}$
	≥ 75	$R_{in} = 770 / I_{nom}$
Автоматический выключатель и контактор Circuit breaker and contactor	< 65	$R_{in} = 350 / I_{nom}$
	≥ 65	$R_{in} = 310 / I_{nom}$
Предохранитель Fuse	< 100	$R_{in} = 200 / I_{nom}$
	≥ 100	$R_{in} = 120 / I_{nom}$
Рубильник и пакетный выключатель Knife switch and switch packet	Любое значение Every value	$R_{in} = 70 / I_{nom}$

Сопротивление контактов можно рассматривать как случайную функцию количества коммутационных циклов $R(z)$

$$R(z) = R_{in} + \int_0^z v dz\ , \qquad (10)$$

где R_{in} – начальное значение сопротивления контактов коммутационного аппарата; v – скорость изменения сопротивления контактов.

Вероятность исправной работы контактов аппарата определяется выражением

$$P(r) = \int_{R_{in}}^{R_{cr}} f(r) dr\ . \qquad (11)$$

Нижний предел интегрирования R_{in} определяет среднее значение начального сопротивления контактов всей выборки значений, а верхний – среднее значение критического сопротивления R_{cr} выборки значений сопротивлений аппаратов.

Так как текущие значения $R(z)$ распределяются по нормальному закону, то

$$P(r) = \int_{R_{in}}^{R_{cr}} 1 \Big/ \sqrt{2\pi\sigma_R} \cdot \exp\left[-\left(R - R_{mid}\right) \Big/ 2\sigma_r^2\right] dR\ , \qquad (12)$$

где R_{mid} – среднее значение сопротивления контактов генеральной совокупности аппаратов;

[6,7] Appendix 1

σ_R – среднеквадратическое отклонение сопротивления.

У некоррелированных веерных случайных функций среднеквадратические отклонения:

$$\sigma_R(z) = \sigma_v z \qquad (13)$$

где σ_v – среднеквадратическое отклонение углового коэффициента v.

Вычисление плотности вероятности безотказно выполненных циклов «включения-отключения» $f(z)$ необходимо продифференцировать выражение (11) по числу циклов. Вместо R и σ_R подставляются значения $R(z)$ и $\sigma_R(z)$ из выражений (9) и (12). Значение dr/dz определяет среднюю скорость изменения сопротивления.

Из выражения (10)

$$dR = vdz \text{ или } dR = \left[\left(R - R_{in.mid}\right)/z\right]dz . \qquad (14)$$

Таким образом, после дифференцирования и преобразований получим

$$f(z) = 1/\sqrt{2\pi\sigma_v z^2}\left\{3\sigma_{R_{in}} \cdot \right.$$
$$\cdot\exp\left[-0.5\cdot\left(\sigma_{R_{in}}/\sigma_v z + v_{mid}/\sigma_v\right)^2\right] + \left(R_{cr} - R_{in.mid}\right)\cdot$$
$$\left.\cdot\exp\left[-0.5\cdot\left(v_{mid}/\sigma_v - \left(R_{cr} - R_{in.mid}\right)/\left(\sigma_v \cdot z\right)\right)^2\right]\right\} \qquad (15)$$

В таблице 4 указаны начальные значения сопротивления контактов пускателей и критические значения контактного сопротивления.

Таблица 4[8].

Данные для расчета надежности магнитных пускателей[9]

№	Номинальный ток I_n, А Rated current I_n, A	Начальное сопротивление r_0, мОм Initial resistance r_0, mOhm	Критическое значение сопротивления r_{cr}, мОм Critical resistance r_{cr},mOhm	Скорость изменения сопротивления v, мОм/цикл Resistance rate v mOhm / cycle
1	63	13.1	39.3	$1.14 \cdot 10^{-5}$
2		13.2	39.6	$2.14 \cdot 10^{-5}$
3		13.1	39.3	$1.14 \cdot 10^{-5}$
4		13.1	39.3	$1.14 \cdot 10^{-5}$
5		13.1	39.3	$1.14 \cdot 10^{-5}$
6		13.7	41.1	$7.14 \cdot 10^{-5}$
7		13.4	40.2	$4.14 \cdot 10^{-5}$
8		13.1	39.3	$1.14 \cdot 10^{-5}$
9		13.1	39,3	$1.14 \cdot 10^{-5}$
10		13.1	39.6	$1.14 \cdot 10^{-5}$

Для практических расчетов можно упростить полученное выражение. Обозначим коэффициенты вариации скорости и начального сопротивления соответственно S и S_1, т.е.

$$S = \frac{\sigma_v}{v_{mid}}; \qquad (16)$$

$$S_1 = \frac{\sigma_R}{R_{in.mid}}; \qquad (17)$$

$$\theta_1 = \frac{3\cdot S_1 \cdot R_{in.mid}}{v_{mid}}; \qquad (18)$$

$$\theta_2 = \frac{R_{cr} - R_{in.mid}}{v_{mid}}. \qquad (19)$$

$$f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi z^2}}\left\{\frac{\theta_1}{S}\cdot\exp\left[-0.5\cdot^2\left(\frac{1+\frac{\theta_1}{z}}{S}\right)^2\right] + \right.$$
$$\left. + \frac{\theta_2}{S}\cdot\exp\left[-0.5\cdot\left(\frac{1-\frac{\theta_2}{z}}{S}\right)^2\right]\right\} \qquad (20)$$

Вероятность времени безотказной работы контактов электрических аппаратов

$$P(z) = 1 - \int_0^z \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}}\left\{\frac{\theta_1}{S}\cdot\exp\left[-0.5\cdot\left(\frac{1+\frac{\theta_1}{z}}{S}\right)^2\right] + \right.$$

[8,9] Appendix 1

$$+\frac{\theta_2}{S}\cdot\exp\left[-0.5\cdot\left(\frac{1-\frac{\theta_2}{z}}{S}\right)^2\right]\Bigg\}dz. \qquad (21)$$

Выборочная средняя величина начального сопротивления магнитного пускателя определяется по выражению

$$\bar{R}=\frac{\sum_{i=1}^{n}R_i}{n}=13.2\ \text{мОм}.$$

где $\bar{R}$ — выборочная средняя величина.

Среднеквадратическое отклонение выборки сопротивлений магнитного пускателя

$$\sigma_{m.s}=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(R_i-\bar{R}\right)^2}{(n-1)}}=0.2.$$

Ордината полюса принимается равной $R_{in.mid}$ по выражению

$$R_{in.mid}=\bar{R}+K\cdot\sigma_{m.s} \qquad (22)$$

где K определяется числом испытанных образцов изделий n и доверительной вероятностью α, с которой гарантируется вычисление $R_{in.mid}$.

$$R_{in.mid}=13,2+0,65\cdot0,2=14.3\ \text{мОм}.$$

Среднее критическое сопротивление R_{cr}

$$\bar{R}_{cr}=\frac{\sum_{i=1}^{n}R_{i\ cr}}{n}=39.6\ \text{мОм}.$$

Скорость изменения сопротивления контактов магнитного пускателя определяем по выражению (14)

$$v=\frac{R-R_{in.mid}}{z}=1.14\cdot10^{-5}\ \text{Ом/цикл}.$$

Выборочная средняя величина скорости изменения сопротивления магнитного пускателя определяется по равенству

$$v_{mid}=\frac{\sum_{i=1}^{n}v_i}{n}=2.14\cdot10^{-5}\ \text{Ом/цикл}.$$

Среднее квадратическое отклонение скорости изменения сопротивлений магнитного пускателя

$$\sigma_v=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(v_i-v_{cp}\right)^2}{n-1}}=2\cdot10^{-5}\ \text{Ом/цикл}.$$

В таблице 5 приведена информация для построения кривых зависимости безотказности контактов магнитных пускателей с $I_n=40$ А и $I_n=80$ А от числа циклов «включения-отключения». Данные таблицы 5 послужили основой для построения графиков зависимостей сопротивлений контактов магнитных пускателей, контакторов, автоматических выключателей от количества коммутационных циклов и зависимость вероятности времени безотказной работы контактов магнитных пускателей, контакторов и автоматических выключателей от количества коммутационных циклов.

По данным таблицы 5 построены графики зависимостей средней величины сопротивления и безотказности контактов магнитных пускателей от числа циклов «включения-отключения» – рисунок 2 (кривые 1, 2, 3).

Зависимость определяется по формуле (21) и показана на рисунке 2 (кривые 4 и 6).

На графике (рисунок 3) по оси абсцисс отложено число включений и отключений (циклов) контакторов за время эксплуатации. Выборка начальных сопротивлений контактов автоматических выключателей составлена для автоматических выключателей. На графике (рисунок 4) по оси абсцисс отложено число включений и отключений (циклов) автоматических выключателей за время эксплуатации.

РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД

В ходе экспериментов в результате проведенных исследований [25] установлены размеры контактов аппаратов. Используя размеры контактов аппаратов, определим сопротивление контактов в зависимости от номинального тока и коэффициента загрузки:

$$R_{cc}=\frac{2\sqrt{\lambda f k_m S}}{\left(I_n\cdot k_l\right)^2}\cdot\left(\theta_к-\frac{\left(I_n\cdot k_l\right)^2\rho\left(1+\alpha\vartheta_c\right)}{k_m f S}\right)., \qquad (27)$$

где λ – теплопроводность материала проводника, для меди $\lambda=390$ Вт/(м·К); f – поверхность охлаждения, м^2 ($f=2(c+d)\cdot1\cdot10^{-3}$ при прямоугольной поверхности; $f=2\pi r\cdot1\cdot10^{-3}$ при круглой поверхности); k_m – коэффициент тепло-

отдачи, для меди $k_m = 16$ Вт/(м^2·К); S – контурная площадка касания контактных соединений, м^2 ($S = c \cdot d$ для прямоугольной поверхности; $S = \pi r^2$ для круглой поверхности);

Таблица 5[10].

Зависимость вероятности времени безотказной работы контактов магнитных пускателей от количества коммутационных циклов[11]

Номинальный ток магнитного пускателя I_r of the magnetic starter	S	S_1	θ_1, 10^6	θ_2, 10^6	$z \cdot 10^6$ циклов $z \cdot 10^6$ cycles	$P(z)$
$I_n =$ 40 А	0.81	0.01	0.027	1.68	1	0.98
					2	0.92
					3	0.85
					4	0.78
					5	0.73
					6	0.58
					7	0.42
					8	0.40
					9	0.37
					10	0.35
$I_n =$ 63 А	0.93	0.01	0.028	1.24	1	0.98
					2	0.93
					3	0.87
					4	0.79
					5	0.74
					6	0.59
					7	0.43
					8	0.42
					9	0.40
					10	0.38
$I_n =$ 80 А	0.52	0.006	0.002	2.7	1	0.99
					2	0.95
					3	0.91
					4	0.85
					5	0.77
					6	0.63
					7	0.46
					8	0.44
					9	0.42
					10	0.40

I_n – номинальный ток аппарата, А; k_l – коэффициент загрузки; ϑ_c – температура контактных площадок; θ_c – допустимый перепад температуры контакта над температурой окружающей среды, $\theta_c = 45$ °С; ρ – удельное электрическое сопротивление, для меди $\rho = 1.62 \cdot 10^{-8}$ Ом/м^2; α – температурный коэффициент сопротивления, для меди $\alpha = 0.0043$.

Формула (27) получена для слаботочных контактов коммутационных аппаратов.

Температура контактных площадок:

$$\vartheta_к = \frac{(I_n \cdot k_l)^2 \cdot \rho + \vartheta_0 \cdot k_m \cdot f \cdot S}{k_m \cdot S \cdot f - (I_n \cdot k_l)^2 \cdot \rho \cdot \alpha}, \qquad (28)$$

где ϑ_0 – температура окружающей среды, $\vartheta_0 = 25$ °С.

Результаты расчетов приведены в таблице 6.

[10,11] Appendix 1

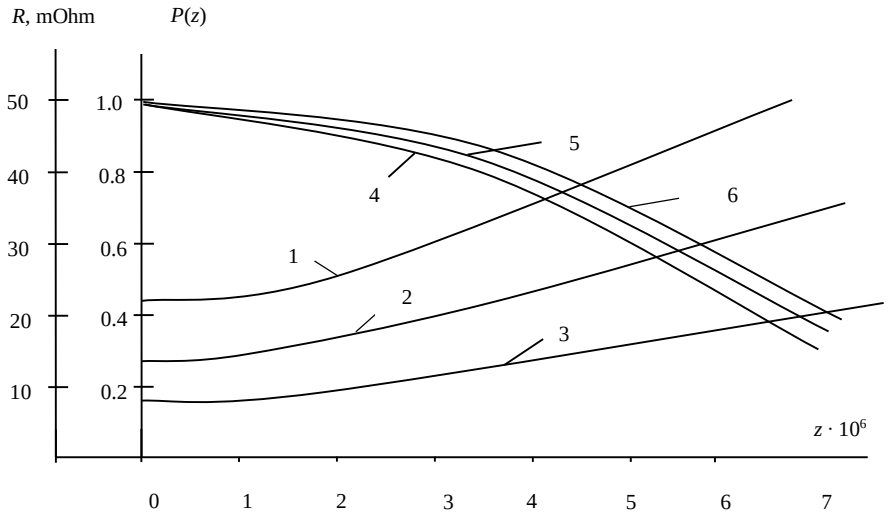


Рис. 2. Зависимость сопротивления контактов магнитных пускателей от количества коммутационных циклов: 1 – I_n = 40 А, 2 –I_n = 63 А, 3 – I_n = 80 А; зависимость вероятности времени безотказной работы контактов магнитных пускателей от количества коммутационных циклов: 4 – I_n = 40 А, 5 – I_n = 63 А, 6 – I_n = 80 А. [12]

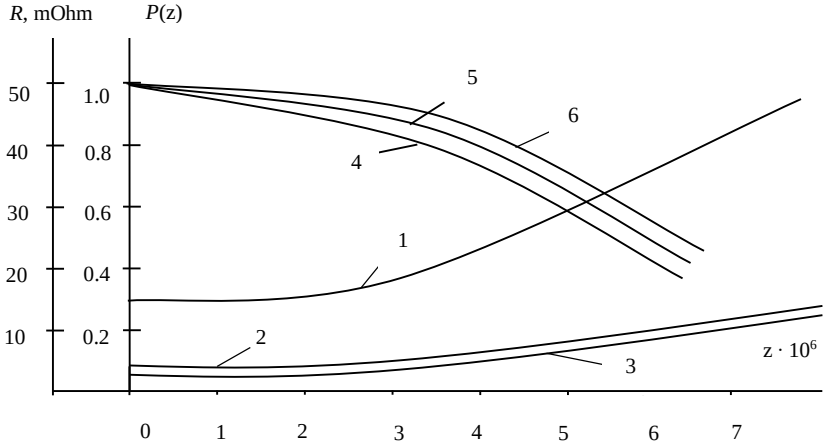


Рис. 3. Зависимость сопротивления контакторов от количества коммутационных циклов: 1 – I_n = 20 А, 2 – I_n = 63 А, 3 – I_n = 75 А; зависимость вероятности времени безотказной работы контактов контакторов от количества коммутационных циклов: 4 – I_n = 20 А, 5 – I_n = 63 А, 6 – I_n = 75 А. [13]

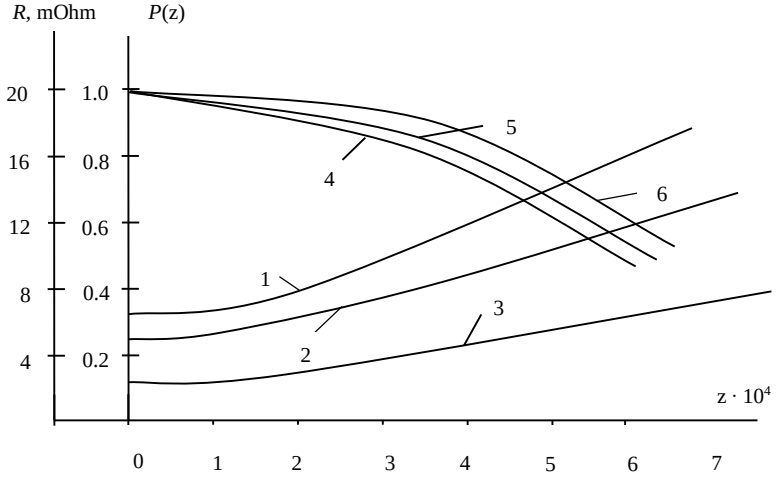


Рис. 4. Зависимость сопротивления контактов автоматических выключателей от количества коммутационных циклов: 1 –I_n = 50 А, 2 –I_n = 63 А, 3 – I_n = 100 А; зависимость безотказности контактов автоматических выключателей от количества коммутационных циклов: 4 – I_n = 50 А, 5 – I_n = 63 А, 6 – I_n = 100 А. [14]

[12,13,14] Appendix 1

Таблица 6[15]

Результаты расчета параметров контактов автоматических выключателей, контакторов и магнитных пускателей[16]

	Номинальный ток I_n А Rated current I_n A	Размеры контактов, м*10^{-3} Contact dimensions, m*10^{-3}	Температура контактов ϑ_k, °С Contact temperature ϑ_k, °C	Сопротивление контактов R_c, мОм Contact resistance R_c, mOhm
Автоматический выключатель Circuit breaker	6	c = 2.8, d = 2.8	35.2	80
		c = 2.8, d = 2.8	35.7	43
	16	c = 2.8, d = 2.8	36.8	18
	25	c = 2.8, d = 2.8	36.7	13
	32	c = 3.8, d = 38	37.9	11
	40	c = 3.8, d = 38	39.5	9
	50	c = 3.8, d = 38	42.1	8
	63	c = 3.8, d = 38	46.4	7
	100	c = 6, d = 6.2	41.8	5
	400	c = 9, d = 9.5	69.6	2
Контактор Contactor	25	c = 12, d = 16	35.0	15
	40	c = 12, d = 16	35.1	11
	250	c = 10, d = 20	38.2	4
	400	c = 17, d = 20	38.9	1.2
Магнит. пускатель Magnetic switch	4	r = 3	35.0	250
	25	r = 4	35.3	38
	40	c = 8.1, d = 8.1	35.5	27
	60	c = 12, d = 12	35.3	15

Учет сопротивлений контактов и вероятности времени безотказной работы низковольтных аппаратов позволяет оценивать техническое состояние оборудования, уточнять величину потерь электроэнергии и характеристики надежности систем электроснабжения.

ВЫВОДЫ

Благодаря проведению тепловизионных обследований получены результаты, которые позволили ввести в качестве критерия оценки технического состояния и эксплуатационной надежности низковольтных коммутационных аппаратов величину коэффициента превышения сопротивления контактных соединений аппаратов.

По результатам экспериментальных исследований обоснованы допустимые кратности превышения сопротивления контактных соединений по отношению к начальному значению сопротивлений новых аппаратов по достижению предельно допустимой температуры нагрева контактов: для автоматических выключателей в 2,9 раза; для контакторов в 3 раза; для магнитных пускателей в 3,1 раза; для рубильников в 2,3 раза; для пакетных выключателей в 2,1 раза, которые позволяют оценивать техническое состояние низковольтных коммутационных аппаратов и их эксплуатацию, не допускать развитие дефектов коммутационной аппаратуры и аварии, использовать разработанный критерий для вспомогательного регламента сроков проводимых обследований коммутационной аппаратуры.

Разработаны алгоритм и метод комплексной оценки с целью повышения эффективности функционирования низковольтных аппаратов, выявлены законы изменения вероятности времени безотказной работы и сопротивлений контактных соединений коммутационных аппаратов низкого напряжения систем электроснабжения в зависимости от режимов эксплуатации с учетом их технического состояния.

Приведенные расчеты, согласно разработанному алгоритму, показали возможности уточнения функциональных параметров низковольтных коммутационных аппаратов – вероятности времени безотказной работы и сопротивления соединения контактов, а также управления эксплуатационными режимами систем электроснабжения.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

[1,2]**Table 1.** The temperature of the contact connections of the devices on the known serviceable sites.

[15,16] Appendix 1

[3,4]**Table 2.** Thermal imaging data.

[5]**Fig. 1.** Graphs of the resistance of the contact connections of devices on the temperature of the contact pads at K_l = 0.5 (1 —magnetic starter, I_{nom} = 63 A; 2 —circuit breaker, I_{nom} = 63 A; 3 - contactor, I_{nom} = 63 A; 4 —knife switch, I_{nom} = 63 A; 5 — packet switch, I_{nom} = 63 A).

[6,7]**Table 3.** The value of the empirical dependences of the initial resistances of the contact connections of low-voltage devices on the magnitude of the rated current.

[8,9]**Table 4.** Data for the calculation of the reliability of magnetic starters.

[10,11]**Table 5.** Dependence of the probability of the time of the failure-free operation of the contacts of magnetic actuators on the number of switching cycles.

[12]**Fig. 2.** Dependence of contact resistance of magnetic starters on the number of switching cycles: 1 — In = 40 A, 2 — In = 63 A, 3 — In = 80 A; dependence of probability of time of failure-free operation of contacts of magnetic actuators on the number of switching cycles: 4 — In = 40 A, 5 — In = 63 A, 6 - In = 80 A.

[13]**Fig. 3.** Dependence of contactors resistance on the number of switching cycles: 1 — In = 20 A, 2 — In = 63 A, 3 — In = 75 A; dependence of probability of time of failure-free operation of contacts of contactors on the number of switching cycles: 4 — In = 20 A, 5 — In = 63 A, 6 — In = 75 A.

[14]**Fig. 4.** Dependence of contact resistance of circuit breakers on the number of switching cycles: 1 — In = 50 A, 2 — In = 63 A, 3 — In = 100 A; dependence of reliability of contacts of automatic switches on the number of switching cycles: 4 — In = 50 A, 5 — In = 63 A, 6 — In = 100 A.

[15.16]**Table 6.** The results of the calculation of the contacts' parameters of the circuit breakers, contactors and magnetic starters.

Литература (References)

[1] Short T. A. *Electric Power Distribution Equipment and Systems*. Boca Raton, 2018. 344 p.

[2] Tseng M.L., Lin R.J., Tan K., Geng Y., Lim M. *Benchmarking eco-efficiency in green supply chain practices in uncertainty*. Prod. Plan. Control. 2014, no. 25, pp. 1079–1090.

[3] Brown R.E. *Electric Power Distribution Reliability*. Boca Raton, 2017. 504 p.

[4] Choi U.M., Blaabjerg F., Iannuzzo F. *Junction temperature estimation method for a 600V, 30A IGBT module during converter operation.* Microelectron. Reliab. 2015, no. 55, pp. 2022–2026.

[5] Astigarraga D., Ibanez F.M., Galarza A. *Analysis of the Results of Accelerated Aging Tests in Insulated Gate Bipolar Transistors*. IEEE Trans. Power Electron. 2016, no. 31, pp. 7953–7962.

[6] Grill P. *Electrical Power Equipment Maintenance and Testing*. Boca Raton, 2016. 1000 p.

[7] Shin D., Golosnoy I.O., McBride J.W. *Advanced Aircraft Power Electronics Systems the impact of simulation, standards and wide band-gap devices*. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology. 2018. pp. 1-8.

[8] Alghassi, A.; Perinpanayagam, S.; Samie, M. Stochastic RUL calculation enhanced with TDNN-based IGBT failure modeling. *IEEE Trans. Reliab*. 2016, no. 65, pp. 558–573.

[9] Bo T., Wei Q., Ze W. *Monitoring IGBT's Health Condition via Junction Temperature Variations*. In Proceedings of the 2014 IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition—APEC 2014, Fort Worth, TX, USA, 16–20 March 2014; pp. 2550–2555.

[10] Vega A.R.D., Ghimire P., Pedersen K.B. *Test setup for accelerated test of high power IGBT modules with online monitoring of Vce and Vf voltage during converter operation*. In Proceedings of the 2014 International Power Electronics Conference (IPEC-Hiroshima 2014—ECCE ASIA), Hiroshima, Japan, 18–21 May 2014; pp. 2547–2553.

[11] Hu Z., Du M.,Wei K. *Real-time monitoring solder fatigue for IGBT modules using case temperatures*. HKIE Trans. 2017, no. 24, pp. 141–150.

[12] H. R. Esmaeilian, Fadaeinedjad R. *Energy Loss Minimization in Distribution Systems Utilizing an Enhanced Reconfiguration Method Integrating Distributed Generation*. IEEE Syst. J., IEEE. 2014. pp. 1-10.

[13] Shaodi H., Li X. Early warning of electric equipment current-carrying fault based on equivalent resistance analysis. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2016, vol. 34, no. 3, pp. 541-546.

[14] Liu B-Y., Wang G-S., Tseng M-L., Wu K-J. *Exploring the Electro-Thermal Parameters of Reliable Power Modules*: Insulated Gate Bipolar Transistor Junction and Case Temperature, no. 25, pp. 329-334.

[15] Ma K., Bahman A., Beczkowski S.S. *Complete loss and thermal model of power semiconductors including device rating information*. IEEE Trans. Power Electron. 2015, no. 30, pp. 2556–2569.

[16] Gheorghita C.M., Adam M. *About contact resistance of the electrical equipment*. 2017 International Conference on Modern Power Systems (MPS). Cluj-Napoca, 2017, pp. 298-301.

[17] Gupta R., Sharp J., Mccarty R. Practical contact resistance measurement method for bulk Bi2te3-based thermoelectric devices. *Journal of Electronic Materials*, 2013, vol. 43, no. 6, pp. 457-462. doi: 10.1007/s11664-013-2806-6.

[18] Assael, M. J. *A Novel Portable Absolute Transient Hot-Wire Instrument for the Measurement of the Thermal Conductivity of Solids*. Int. J. Thermophys, 2015, 36, pp.c 3083–3105.

[19] Souza R.T., Costa E.G. *Characterization of contacts degradation in circuit breakers through the dynamic contact resistance*, Transmission & Distribution Conference and Exposition. Latin America (PES T&D-LA). Medellin, 2014, pp. 367-370.

[20] He X., Guo A. *A traction three-phase to single-phase cascade converter substation in an advanced traction power supply system*. Energies, 2015, vol. 8, no. 9, pp. 9915–9929.
[21] *GOST 12393-2013. Armatura kontaktnoy seti zheleznoy dorogi lineynaya. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya* [State Standard 12393-2013. Line fittings for overhead system of railways. General common requirements]. Moscow, Standartinform Publ., 2014. 20 p.
[22] *RD 34.45-51.300-97. The scope and standards of electrical testing* [RD 34.45-51.300-97Ob"yem i normy ispytaniy elektrooborudovaniya]. Moscow, SC ENAS, 2004. 256 p.
[23] *GOST R 50030.4.1-2012 (MEK 60947-4-1:2009) Apparatura raspredeleniya i upravleniya nizkovol'tnaya. Chast' 4. Kontaktory i puskateli. Razdel 1. Elektromekhanicheskiye kontaktory i puskateli*. [State Standard 50030.4.1-2012. IEC 60947-4-1: 2009. Low-voltage switchgear and controlgear. Part 4. Contactors and motor-starters. Section 1. Electromechanical contactors and motor-starters]. Moscow, Standartinform Publ., 2013. 93 p.
[24] Ryabchitsky, M. V. Nizkovol'tnyye kommutatsionnyye (silovyye) apparaty dlya nuzhd elektroenergetiki [Low-voltage switching (power) devices for the needs of electric power engineering]. *Electrical Equipment: Operation and Repair*, 2014, no. 8, p. 17-25. (In Russian).
[25] Levtsev, A.P. Problems and ways of implementing energy-saving projects that give the greatest effect. Regionology. 2015. no 3 (92). pp. 79-86. (In Russian).

Сведения об авторах.

Грачева Елена Ивановна, д-р техн. наук, профессор кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанского государственного энергетического университета. Область научных интересов: эффективность функционирования систем электроснабжения промышленных предприятий.
E-mail: grachieva.i@bk.ru

Ившин Игорь Владимирович, д-р техн. наук, профессор кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанского государственного энергетического университета. Область научных интересов: надежность, диагностика в электроэнергетике.
E-mail: ivshini@mail.ru

Горлов Алексей Николаевич, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой электроснабжения Юго-Западного государственного университета. Область научных интересов: Электромагнитная совместимость технических средств.
E-mail: alexjulia17@yandex.ru

Алимова Алсу Нюрхайдаровна, магистрант кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанского государственного энергетического университета. Область научных интересов: эффективность функционирования систем электроснабжения промышленных предприятий.
E-mail: aan-678@rambler.ru

Machine Training of the System of Functional Diagnostics of the Shaft Lifting Machine

Dovbysh A. S., Zimovets V. I., Zuban Y. A., , Prikhodchenko A. S.
Sumy State University
Sumy, Ukraine

Abstract. The aim of the work is to increase the accuracy of functional diagnostics of a mine hoist by using the method of information-extreme machine teaching with a hierarchical data structure. The tasks set forth in the work were to develop a categorical model; to carry out synthesis based on its hierarchical machine teaching algorithm for a functional diagnosis system; and to optimize the system of acceptance tolerance. Functional diagnostics necessitates the analysis of a large number of diagnostic features and recognition classes that characterize not only possible malfunctions, but also intermediate technical conditions of nodes and assemblies of a complex machine. The proposed algorithm is developed in the framework of the so-called information-extreme intellectual data analysis technology based on maximizing the information ability of the system in the process of machine teaching. The main idea of the proposed method is to adapt the input mathematical description of the functional diagnostics system to the maximum reliability of diagnostic solutions in the process of machine teaching. The implementation of the proposed method of the information-extremal machine teaching is carried out by the example of functional diagnostics of a multi-rope mine hoist. The most significant result is the increase in the reliability of diagnostic solutions when using the hierarchical machine teaching algorithm of the functional diagnostics system as compared with the linear classifier. In addition, the crucial rules based on the optimal geometrical parameters of hyperspherical containers of recognition classes make it possible to take highly reliable diagnostic decisions in real time.
Keywords**:** information-extreme intellectual technology, machine learning, information criterion, functional diagnostics, shaft lifting machine.
DOI: 10.5281/zenodo.3367060

Sistem de diagnosticare funcțională a mașinii de ridicare a minelor

Dovbysh A.S., Zimovets V.I., Zuban Yu.A., Prikhodchenko A.S.
Universitatea de Stat din Sumy
Sumy, Ucraina

Rezumat. Scopul lucrării constă în majorarea acurateței diagnosticării funcționale a nodurilor unei mașini de ridicat din mine, prin sintetizarea și implementarea unui algoritm de învățare robotizat, utilizând informații extremale cu structură ierarhică de date. Sarcinile lucrarii: elaborarea unui model categorian; sinteza bazată pe algoritmul său ierarhic de învățare automată pentru un sistem funcțional de diagnostic; optimizarea sistemului de toleranță la control. Algoritmul este elaborat în cadrul tehnologii analizei datelor intelegente extreme, bazate pe maximizarea capacității informaționale a sistemului în procesul de învățare automată. Ideea principală a metodei propuse constă în aceea, ca în rețelele neuronale este necesară adaptarea descrierii matematice de intrare a sistemului funcțional de diagnostic la fiabilitatea maximă a soluțiilor de diagnosticare în procesul de învățare automată. Spre deosebire de rețelele neuronale, regulile de decizie construite în procesul de învățare automată cu informații extreme sunt practic invariabile la multidimensionalitate atât a spațiului caracteristicilor de diagnosticare, cât și a alfabetului claselor de recunoaștere. Implementarea metodei propuse de învățare robotizată în baza se prezintă prin exemplul diagnosticării funcționale a unei mașini miniere de ridicare cu mai multe funii, care este un dispozitiv electromecanic complex cu cerințe sporite pentru siguranța operațională. S-a investigat influența sistemului de toleranță de control asupra caracteristicilor de diagnostic. S-a constat creșterea fiabilității soluțiilor de diagnosticare la utilizerea algoritmului ierarhic de învățare automată a sistemului funcțional de diagnostic în comparație cu un clasificator liniar. Regulile de decizie bazate pe parametrii geometrici optimi ai containerelor hipersferice din clase de recunoaștere permit luarea deciziilor diagnostice fiabile în timp real.
Cuvinte-cheie**:** tehnologie extremum-informațională intelegentă, învățare automată, criteriu informațional, diagnosticare funcțională, mașină de ridicare minieră.

Машинное обучение системы функционального диагностирования шахтной подъемной машины

Довбыш А. С., Зимовец В. И., Зубань Ю. А., Приходченко А. С.
Сумской государственный университет
Сумы, Украина

Аннотация. Цель работы – повышение точности функционального диагностирования узлов шахтной

©Dovbysh A.S., Zimovets V.I., Zuban Y.A., Prikhodchenko A.S., 2019

подъемной машины путем синтеза и реализации метода информационно-экстремального машинного обучения с иерархической структурой данных. Задачи, которые ставились в работе: разработать категорийную модель; синтез на основе ее иерархического алгоритма машинного обучения для системы функционального диагностирования; оптимизация системы контрольных допусков. Известно, что при функциональном диагностировании возникает необходимость анализа большого количества диагностических признаков и классов распознавания, характеризующих не только возможные неисправности, но и промежуточные технические состояния узлов и агрегатов сложной машины. При этом предложенный алгоритм разрабатывается в рамках так называемой информационно-экстремальной интеллектуальной технологи анализа данных, основанной на максимизации информационной способности системы в процессе машинного обучения. Основная идея предлагаемого метода, как и в нейронных сетях, заключается в адаптации в процессе машинного обучения входного математического описания системы функционального диагностирования к максимальной достоверности диагностических решений. Но в отличии от нейронных сетей построенные в процессе информационно-экстремального машинного обучения решающие правила являются практически инвариантными к многомерности как пространства диагностических признаков, так и алфавита классов распознавания. Реализация предложенного метода информационно-экстремального машинного обучения осуществляется на примере функционального диагностирования многоканатной шахтной подъемной машины, являющейся сложным электромеханическим устройством с повышенными требованиями к безопасности эксплуатации. Исследовано влияние системы контрольных допусков на диагностические признаки. Наиболее значимыми результатами является повышение достоверности диагностических решений при использовании иерархического алгоритма машинного обучения системы функционального диагностирования по сравнению с линейным классификатором. Кроме того, построенные по оптимальным геометрическим параметрам гиперсферических контейнеров классов распознавания решающие правила позволяют принимать высокодостоверные диагностические решения в реальном темпе времени.

Ключевые слова: информационно-экстремальная интеллектуальная технология, машинное обучение, информационный критерий, функциональное диагностирование, шахтная подъемная машина.

ВВЕДЕНИЕ

Одной из тенденций современной горной практики является освоение месторождений с глубоким залеганием полезных ископаемых. Поэтому повышение функциональной эффективности и безопасности эксплуатации многоканатных шахтных подъемных машин (ШПМ) является важной научно-технической задачей. Сложность решения этой задачи обусловлена тем, что автоматизированная система управления ШПМ функционирует при значительной вариативности нагрузки и при этом должна поддерживать заданную скорость на всех участках тахограммы.

Повышение технико-экономических показателей функционирования ШПМ существенно зависит от функциональной эффективности автоматизированной системы управления. При этом основным перспективным направлением достижения этой цели является предоставление системе свойства адаптивности путем применения интеллектуальных информационных технологий анализа данных. Одним из важных условий адаптивности автоматизированной системы управления ШПМ является наличие системы функционального диагностирования (СФД).

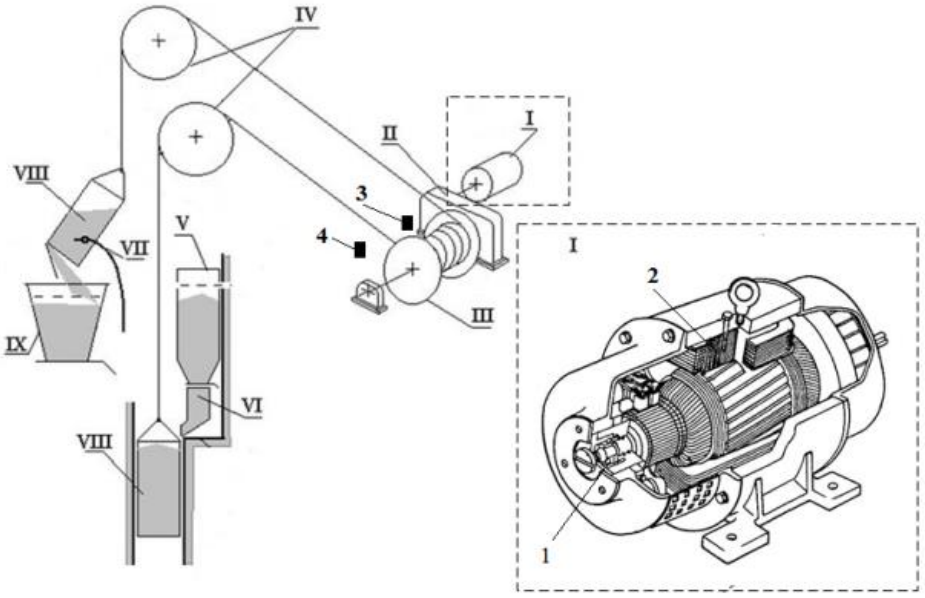
Основной задачей СФД является определение непосредственно в процессе эксплуатации ШПМ тенденции отклонения динамических характеристик ее устройств от нормального технологического режима. По результатам функционального диагностирования дается оценка остаточного ресурса и выдача рекомендаций о выполнении, в случае необходимости, компенсирующих мероприятий.

Создание интеллектуальных автоматизированных систем управления ШПМ с интегрированными, а них СФД позволяет применять методы классификационного управления. Такие методы, в отличие от традиционных, позволяют системе управления оценивать текущие функциональное и техническое состояния. В соответствии с текущим состоянием диагностируемого объекта система выдает оператору рекомендации по осуществлению необходимых мероприятий с целью обеспечения высокой функциональной эффективности объекта управления.

Таким образом, повышение функциональной эффективности СФД, интегрированной в автоматизированную систему управления ШПМ является актуальной задачей, решение которой

достигается на основе машинного обучения и распознавания образов.

Структурная схема ШПМ показана на рис.1.



а б

а - общая схема: I – электродвигатель подъема; II - редуктор; III - барабан; IV - копровые блоки; V - подземный бункер для полезных ископаемых; VI - весовой дозатор подземного бункера VII - разгрузочные кривые; VIII - процесс разгрузки скипа; IX - поверхностный бункер для полезного ископаемого; б - электропривод: 1 - датчики температуры подшипника электродвигателя; 2 - датчики температуры подшипника двигателя; 3 - датчик температуры подшипника барабана, 4 – датчик натяжения канатов [1**].**

Рис. 1. Структурная схема шахтной подъемной машины. [1]

Транспортировка полезного ископаемого в этой установке производится в подъемном сосуде VIII, которую называют скипом. Скип подвешен на подъемном канате, который наматывается на барабан III. Вращение барабана осуществляется от подъемного двигателя I через редуктор II. Подъемный канат от барабана до скипа проходит через отклоняющие (копровые) блоки IV. Полезные ископаемые из подземного бункера V автоматически загружается в скип через дозатор VI. На поверхности разгрузки скипа в поверхностный бункер IX. В качестве привода подъемных установок применяют электропривод I.

Элементы, которые подвергались диагностированию: натяжение канатов ШПМ, обмотка и подшипники электропривода.

Данные для проведения исследования отбирались со следующих датчиков (рис. 1):

1 – датчики температуры подшипника электродвигателя;

2 – датчики температуры подшипника двигателя;

3 – датчик температуры подшипника барабана,

4 – датчик натяжения канатов.

Для оценки состояния объекта по данным показателям может быть использована информационно-экстремальная технология, которая по совокупности значений множества параметров определяет о принадлежности объекта к тому или иному классу, например, 1-й класс – «Нормальный режим работы», 2-й класс – «Больше нормы», 3-й класс – объект не работоспособен и нуждается в ремонте, или же «Аварийный режим».

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

В работах [1, 2] показано, что современные системы диагностирования ШПМ оценивают техническое состояние отдельных подсистем и узлов дифференцированно, без учёта их взаимосвязи. При этом системы

[1] Appendix 1

диагностирования, как правило, не реализуют алгоритмы оценки технического состояния машины и её узлов, а лишь фиксируют локальные проявления неисправностей. В этом случае оценку технического состояния ШПМ по совокупности диагностических параметров осуществляет оператор [3]. Кроме того, стационарные системы диагностирования не учитывают разнообразные динамические нагрузки, действующие на рабочие органы машины, что значительно уменьшает точность прогнозирования технического состояния ШПМ. Как основной путь устранения этих недостатков в работах [4, 5] обоснована целесообразность применения функционального диагностирования. Это позволяет в режиме реального времени по данным текущих измерений диагностических параметров идентифицировать динамические нагрузки, и состояние машины.

Такая стратегия функционального диагностирования предусматривает возможность проведения: как полноценного технического обслуживания в процессе эксплуатации ШПМ, так и планирования профилактических работ. При этом основные осложнения повышения точности функционального диагностирования ШПМ обусловлены неопределенностью входных данных и неоднозначностью процесса принятия диагностических решений. Учет этих факторов требует отказа от традиционных методов и моделей принятия диагностических и управляющих решений и переход к технологиям интеллектуального анализа данных [5].

Широкое распространение в машиностроении нашли методы оценки технического состояния объектов по параметрам вибраций [6]. Вибрационные сигналы содержат обширную информацию о состоянии машины. При преобразовании и анализе сигнала, можно получить состояние работы диагностируемого узла [7]. В настоящее время для вибрационной диагностики используется большое количество методов обработки сигналов. Однако из-за нелинейных факторов, например, трения, жесткости и наличие зазоров в исследуемой области, вибрационные сигналы имеют не стационарный и не линейный характер [8]. Кроме того, измеренные вибрационные сигналы содержат не только информацию о рабочем состоянии, касающуюся самого диагностируемого узла, но и информацию о других движущихся деталях и конструкциях. Даная информация относится к категории фоновых шумов [9]. Поскольку фоновый шум часто сравнительно велик, существует проблема извлечения полезного сигнала. Следовательно, обычные методы вибрационной диагностики (например, вейвлет-преобразование), могут не давать точной оценки состояния работоспособности сложной машины [10].

С развитием теории нелинейной динамики было предложено большое количество методов нелинейного анализа, направленных на распознавание и прогнозирование нелинейного динамического поведения сложных машин [11]. Одним из наиболее распространенных способов выделения полезных сигналов и снижение уровня шума является сочетания нескольких методов обработки сигналов (например, пакетное вейвлет-преобразование [12], преобразование Гильберта (HT) [13], эмпирическая модовая декомпозиция [14] и спектры более высокого порядка [15]). Однако вибрационные методы имеют ряд недостатков, а именно: особенность требования к способу крепления датчика вибрации; низкая точность диагностирования [16].

В настоящее время для диагностики неисправностей был введен ряд методов распознавания образов, среди которых наиболее распространенными являются искусственные нейронные сети [16, 17, 18] и метод опорных векторов [19]. Метод опорных векторов основан на статистической теории обучения. Точность классификатора в значительной степени определяется выбором оптимальных параметров [20, 21]. Для обеспечения точности диагностики необходимо дополнительно использовать алгоритм оптимизации [20, 21].

Применения нейронных сетей на практике ограничено из-за чувствительности к многомерности пространства диагностических признаков. Кроме того, функциональное диагностирование сложных технических объектов, к которым относиться ШПМ, характеризуется существенным пересечением классов распознавания в пространстве диагностических признаков, что также значительно уменьшает достоверность классификационных решений. Поэтому в работе [23, 24] предложено при

функциональном диагностировании применять нечеткие нейронные сети. Но при этом также не решается для нейронных сетей проблема уменьшения влияния многомерности пространства диагностических признаков. Кроме того, применение нечетких методов представления и вывода новых знаний является обоснованным при качественных шкалах измерения диагностических признаков [25].

При количественных шкалах измерения признаков целесообразно использовать более эффективные и хорошо развитые методы многомерного статистического анализа, принимая во внимание тот факт, что функция принадлежности Заде является аналогом функции плотности вероятности [26].

С другой стороны, известно, что действенным способом снижения влияния многомерности на функциональную эффективность машинного обучения является переход к иерархическим структурам данных.

Таким образом, можно констатировать, что нерешёнными задачами информационного синтеза обучающейся системы функционального диагностирования ШПМ являются:

•повышение функциональной эффективно сти машинного обучения системы функционального диагностирования с иерархической структурой данных;

• обеспечение инвариантности построенных в процессе машинного обучения решающих правил к многомерности пространства диагностических признаков.

Одним из перспективных путей повышения функциональной эффективности машинного обучения является использование идей и методов так называемой информационно-экстремальной интеллекту-альной технологии (ИЭИ-технологии) анализа данных, разрабатываемой авторами данной статьи. Основная идея методов в рамках ИЭИ-технологии состоит в максимизации информационной способности системы в процессе её машинного обучения. В методах ИЭИ-технологии, как и в нейронных сетях осуществляется адаптация входного математического описания системы к максимальной функциональной эффективности её машинного обучения. При этом основное преимущество информационно-экстремальных методов машинного обучения состоит в построении решающих правил в рамках геометрического подхода, что делает их практически инвариантными к многомерности пространства диагностических признаков.

Новизна работы заключается в том, что предложен метод машинного обучения для функциональной диагностики в рамках информационно-экстремальной технологии с иерархической структурой данных.

Цель работы – повышение точности функционального диагностирования шахтной подъёмной машины путем реализации метода информационно-экстремального машинного обучения с иерархической структурой данных.

Рассмотрим формализованную постановку задачи информационного синтеза СФД, обучающейся по иерархическому алгоритму. Пусть задана иерархическая структура классов распознавания диагностируемых $\{X^{o}_{h,s,m} | h=\overline{1,H}; s=\overline{1,S}; m=\overline{1,M}\}$, где H – количество ярусов иерархической структуры; S – количество страт h-ого яруса; M – количество классов распознавания в s-й страте.

При этом каждый класс распознавания характеризует техническое состояние соответствующего узла ШПМ. По результатам регистрации диагностических признаков в процессе всех технологических циклов перемещения скипа, согласно диаграмме скорости сформировано для каждого класса распознавания входную обучающую матрицу $\| y^{(j)}_{h,s,m,i} | i=\overline{1,N}, j=\overline{1,n} \|$, где N – количество диагностических признаков в структурированном векторе-реализации (далее просто реализация) класса распознавания $X^{o}_{h,s,m}$; n – количество реализаций, равное числу периодов считывания информации с датчиков на всех технологических циклах работы ШПМ. Таким образом, i-й столбик матрицы $\| y^{(j)}_{m,i} \|$содержит значение обучающей выборки, а j-я строка, является реализацией класса распознавания $X^{o}_{h,s,m}$. Кроме того, для класса $X^{o}_{h,s,m}$ задан структурированный вектор параметров обучения системы функционального диагностирования

$$g_{h,s} = < x_{h,s,m}, d_{h,,s,m}, \delta_{K,h,s,m,i} >,$$

где $x_{h,s,m}$ – двоичная усредненная реализация класса распознавания $X^{o}_{h,s,m}$; $d_{h„s,m}$ – кодовое расстояние, определяющее радиус гиперсферического контейнера класса $X^{o}_{h,s,m}$; $\delta_{K,h,s,m,i}$ – параметр, равный половине симметричного поля контрольных допусков для i-го диагностического признака реализации $x_{h,s,m}$.

При этом задано ограничения:

$$d_{h,s,m} \in [0; d(x_{h,s,m} \oplus x_{h,s,c}) - 1],$$

где $d(x_{h,s,m} \oplus x_{h,s,c})$ – кодовое расстояние между реализацией класса распознавания $x_{h,s,m}$ и усредненной реализацией $x_{h,s,c}$ ближайшего соседнего класса распознавания $X^{o}_{h,s,c}$;

$$\delta_{K,h,s,i} \in [0; \delta_{E,h,s,i} / 2)],$$

где $\delta_{E,h,s,m,i}$ – поле эксплуатационных допусков i-го диагностического признака реализации $x_{h,s,m}$.

На этапе машинного обучения необходимо:

1) оптимизировать параметры вектора (1) по усредненному по алфавиту классов распознавания $\{X^{o}_{h,s,m}\}$ информационному критерию

$$\overline{E}_{h,s} = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^{M} \max_{G_E \cap G_d} E_{h,s,m}(d_{h,s,m}), \qquad (2)$$

где $E_{h,s,m}(d_{h,s,m})$ – информационный критерий оптимизации параметров машинного обучения системы функционального диагностирования распознавать реализации класса $X^{o}_{h,s,m}$; G_E – рабочая (допустимая) область определения информационного критерия оптимизации; G_d – допустимая область изменения радиуса гиперсферического контейнера класса распознавания;

2) по полученным в процессе машинного обучения оптимальным геометрическим параметрам контейнеров классов распознавания построить для каждой страты иерархической структуры решающие правила;

3) на этапе экзамена необходимо по построенным на этапе машинного обучения решающим правилам принять высокодостоверное классификационное решение о принадлежности текущей реализации к одному из классов заданного алфавита.

Проведенные исследования ставили целью повышение функциональной эффективности машинного обучения системы функционального диагностирования ШПМ с иерархической структурой данных. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- провести сравнительный анализ методов функционального диагностирования узлов шахтной подъемной машины;
- разработать в виде ориентированного графа категориальную модель информационно-экстремального машинного обучения системы функционального диагностирования ШПМ с иерархической структурой данных;
- на основе категориальной модели разработать алгоритм иерархического информационно-экстремального машинного обучения системы функционального диагностирования ШПМ;
- по полученным в процессе машинного обучения оптимальным (здесь и далее в информационном смысле) геометрическим параметрам гиперсферичесмких контейнеров классов распознавания построить решающие правила;
- исследовать влияние контрольных допусков на функциональную эффективность машинного обучения системы функционального диагностирования ШПМ;
- осуществить сравнительный анализ эффективности машинного обучения системы функционального диагностирования ШПМ с иерархической и линейной структурами данных.

I. Категориальная модель иерархического машинного обучения

Входное математическое описание обучающейся СФД представим в виде структуры

$$\Delta_B = \prec G, T, \Omega, Z, Y, X, f_1, f_2 \succ,$$

где G – множество входных факторов; T – множество моментов времени снятия информации; Ω – пространство диагностических признаков; Z – пространство возможных состояний управляемого процесса; Y – множество векторов-реализаций классов распознавания, образующее входную обучающую матрицу; X – рабочая бинарная обучающая матрица; $f_1 : G \times T \times \Omega \times Z \to Y$ – оператор формирования входной матрицы Y, где $G \times T \times \Omega \times Z$ –декартово произведение, задающее универсум испытаний; $f_2 : Y \to X$ – оператор формирования бинарной обучающей матрицы X.

Категориальная модель машинного обучения системы функционального диагностирования ШПМ с иерархической структурой данных представим в виде ориентированного графа (рис. 1). При этом ребрами графа являются операторы, отображающие одно на другое множества, задействованные в процессе машинного обучения.

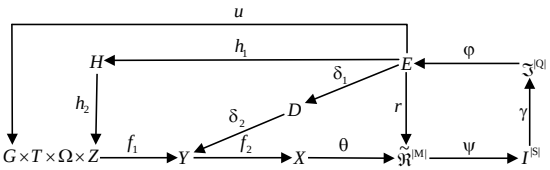


Рис. 2. Категориальная модель машинного обучения системы функционального диагностирования. [2]

На рис. 2 оператор θ отображает двоичные реализации обучающей матрицы X на разбиение пространства диагностических признаков на классы распознавания, а оператор ψ проверяет основную статистическую гипотезу о принадлежности реализации соответствующему классу распознавания. По результатам статистической проверки гипотез формируется множество гипотез $I^{|S|}$, где S – количество статистических гипотез, а оператор γ формирует множество точностных характеристик. Оператор φ вычисляет множество E значений информационного критерия оптимизации параметров машинного обучения, а оператор r на каждом шаге машинного обучения восстанавливает в радиальном базисе пространства диагностических признаков контейнеры классов распознавания. В категориальной модели контур оптимизации контрольных допусков на диагностические признаки замыкается через терм-множество D – систему контрольных допусков, которые используются как уровни квантования признаков при формировании рабочей бинарной обучающей матрицы. Контур, в котором находится заданная иерархическая структура классов распознавания H, максимизирует усредненный по финальным стратам структуры информационный критерий оптимизации параметров машинного обучения. Оператор u регламентирует процесс машинного обучения

Таким образом, показанная на рис. 1 категориальная модель может рассматриваться как обобщенная структурная схема алгоритма иерархического информационно-экстремального обучения СФД любой сложной машины и системы. При этом согласно принципу отложенных решений для максимизации информационной способности системы может потребоваться оптимизация других параметров, влияющих на функциональную эффективность машинного обучения. В этом случае категориальная модель будет иметь дополнительные контуры оптимизации этих параметров. Кроме того, согласно принципу полной композиции контуры оптимизации должны иметь общее терм-множество E, элементы которого вычисляются на каждом шаге машинного обучения.

II. Информационный критерий оптимизации параметров машинного обучения

В качестве критерия оптимизации параметров машинного обучения в методах IEI-технологии может использоваться любая информационная статистическая мера. Наибольшее распространение в методах IEI-технологии анализа данных нашли энтропийный (по Шеннону) критерий и информационная мера Кульбака. Для оптимизации параметров машинного обучения применим модификацию критерия Кульбака в виде

$$J^{(k)}_{h,s,m} = \{1 - [\alpha^{(k)}_{h,s,m}(d) + \beta^{(k)}_{h,s,m}(d)]\} * \\ * \log_2 \left(\frac{2 - \left(\alpha^{(k)}_{h,s,m}(d) + \beta^{(k)}_{h,s,m}(d)\right) + 10^{-r}}{\alpha^{(k)}_{h,s,m}(d) + \beta^{(k)}_{h,s,m}(d) + 10^{-r}} \right), \quad (3)$$

где $\alpha^{(k)}_{h,s,m}(d)$ – ошибка первого рода при принятии диагностических решений, вычисляемая на k-м шаге машинного обучения в процессе восстановления гиперсферического контейнера класса распознавания $X^{o}_{h,s,m}$; $\beta^{(k)}_{h,s,m}(d)$ – ошибка второго рода; d – дистанционная мера, определяющая радиус гипер-

[2] Appendix 1

сферического контейнера класса распознавания; 10^{-r} – достаточно малое число, которое вводится для устранения деления на ноль.

В выражении (3) целочисленная величина параметра r на практике выбирается из интервала $1 < r \le 3$. Кроме того, на каждом шаге машинного обучения вместо точностных характеристик вычисляются их оценки

$$\alpha^{(k)}_{h,s,m}(d) = \frac{K^{(k)}_{1,h,s,m}}{n_{\min}};\ \ \beta^{(k)}_{h,s,m}(d) = \frac{K_{2,h,s,m}}{n_{\min}},$$

где $K^{(k)}_{1,h,s,m}$ – количество событий за k шагов обучения системы, в которых своя реализация не относилась к классу $X^{o}_{h,s,m}$; $K_{2,h,s,m}$ – количество событий за k шагов обучения системы, в которых чужая реализация относилась к классу $X^{o}_{h,s,m}$; $n_{\min}$ – минимальный объём репрезентативной обучающей выборки.

С целью нормализации информационного критерия (3) представим его в виде

$$E^{(k)}_m = \frac{J^{(k)}_m}{J_{\max}}, \qquad (4)$$

где $J_{\max}$ – максимальное значение информационного критерия (3) при подстановке в него значений точностных характеристик $\alpha^{(k)}_m(d) = 0$ и $\beta^{(k)}_m(d) = 0$.

При вычислении в процессе машинного обучения информационного критерия необходимо принять во внимание, что его функция является не взаимно-однозначной. Поэтому поиск максимального значения критерия осуществляется в рабочей (допустимой) области определения его функции, где первая и вторая достоверности диагностических решений превосходят соответственно ошибки первого и второго рода.

III. Алгоритм машинного обучения

Согласно категориальной модели (рис 1) информационно-экстремальный алгоритм обучения СФД с заданной иерархической структурой данных представим в виде процедуры поиска глобального максимума усредненного по алфавиту $\{X^{o}_m\}$ критерия (3)

$$\delta^{*}_{K.h,s} = \arg\max_{G_{\delta,h,s}}\{\max_{G_E \cap G_d} \overline{E}_{h,s}(d)\} \qquad (5)$$

где $G_{\delta,h,s}$ – область допустимых значений параметра $\delta_{K,h,s}$ поля контрольных допусков на диагностические признаки для классов распознавания s-й страты h-го яруса иерархической структуры.

Внутренний цикл процедуры (5) реализует базовый алгоритм, функциями которого является вычисление на каждом шаге обучения критерия (4), поиск его глобального максимума и определения оптимальных геометрических параметров контейнеров классов распознавания.

Входными данными базового алгоритма машинного обучения является массив реализаций $\{y^{(j)}_{m,i} \mid m = \overline{1,M}; i = \overline{1,N}, j = \overline{1,n}\}$, система контрольных допусков на диагностические признаки $\{\delta_{K,i}\}$ и уровни квантования значений диагностических, которые по умолчанию $\rho_{m,i} = 0{,}5$.

Оптимизация геометрических параметров контейнеров классов распознавания происходит по следующим основным этапам базового алгоритма машинного обучения:

1) формирование в евклидовом пространстве входной структурированной обучающей матрицы;

2) определение усредненных реализаций классов распознавания;

3) формирование бинарной обучающей матрицы при заданной системе контрольных допусков на диагностические признаки;

4) определение усредненных векторов-реализаций классов распознавания, координаты которых вычисляются путем статистического усреднения соответствующих двоичных бинарных обучающих выборок;

5) определение межцентрового расстояние для заданного алфавита классов распознавания путем вычисления кодовых расстояний между усредненными векторами-реализациями классов распознавания.

6) поиск ближайшего соседа или K-ближайших соседей путем определения минимальных кодовых расстояний между центрами классов распознавания;

7) вычисление на каждом шаге обучения точностных характеристик и усредненного информационного критерия оптимизации параметров машинного обучения;

8) поиск глобального максимума усредненного информационного критерия

оптимизации параметров машинного обучения, который находится в рабочей (допустимой) области определения функции критерия;

9) определение оптимальных радиусов контейнеров классов распознавания, которые на каждом шаге обучения восстанавливаются в радиальном базисе пространства диагностических признаков:

$$d^*_{m,h,s} = \arg\max_{G_E \cap G_d} \overline{E}_{h,s}(d_{h,\,s,\,m}),\ m = \overline{1, M}_{h,s} \qquad (6)$$

где $M_{h,s}$ – количество классов распознавания, принадлежащих s-й страте h-го яруса.

Однако практика показала, что реализация базового алгоритма машинного обучения не позволяет получить высокую достоверность классификационных решений, так как исходные контрольные допуски на диагностические признаки, как правило, не являются оптимальными. Поэтому с целью увеличения глубины машинного обучения рассмотрим основные этапы алгоритма иерархического машинного обучения с параллельной оптимизацией контрольных допусков на диагностические признаки:

1) обнуление счетчика ярусов: $h := 0$;

2) инициализация счетчика ярусов: $h := h + 1$;.

3) обнуление счетчика страт h-го яруса иерархической структуры: $s := 0$;

4) инициализация счетчика страт яруса: $s := s + 1$;

5) обнуление счетчика шагов изменения параметра поля контрольных допусков: $\delta_{K,h,s} := 0$;

6) инициализация счетчика шагов изменения параметра поля контрольных допусков: $\delta_{K,h,s} := \delta_{K,h,s} + 1$;

7) реализация базового алгоритма машинного обучения, который для s-й страты h-го яруса иерархической структуры на каждом шаге машинного обучения вычисляет максимальное значение информационного критерия $E_{h,s,m}(d_{h,\,s,\,m})$ и по процедуре (6) определяет оптимальные геометрические параметры контейнеров классов распознавания

8) если $\delta < \delta_H / 2$, то выполняется пункт 6, иначе – пункт 9.

9) вычисляется максимальное значение информационного критерия, усредненного по алфавиту классов распознавания s-й страты h-го яруса;

10) для s-й страты h-го яруса определяется оптимальное значение параметра поля контрольных допусков на диагностические признаки

$$\delta^*_{h,s} = \arg\overline{E}^*_{h,s},$$

по которому вычисляются оптимальные допуски: нижние $A^*_{HK_i}$ и верхние $A^*_{BK_i}$

$$A^*_{HK_i} = y_{h,s,m} - \delta^*_{h,s};\ A^*_{BK_i} = y_{h,s,m} + \delta^*_{h,s}, \qquad (7)$$

где $y_{h,s,m}$ – номинальное усредненное значение i-го диагностического признака реализации класса $X_{h,s,m}$;

11) для оптимальной системы контрольных допусков (7) формируется оптимальная бинарная обучающая матрица $\| x^{(j)}_{h,s,m,i} \|^*$ по правилу

$$x^{(j)*}_{h,s,m,i} = \begin{cases} 1, \text{ if } A^*_{HK,i} \le y^{(j)}_{h,s,m,i} \le A^*_{BK,i}; \\ 0, \text{ if else}; \end{cases}$$

12) для заданного алфавита классов распознавания формируются оптимальные усредненные реализации $\{x^*_{h,s,m}\}$, координаты которых вычисляются по правилу

$$x^*_{h,s,m} = \begin{cases} 1, \text{ if } \dfrac{1}{\mathrm{n}} \sum_{j=1}^{n} x^{(j)*}_{h,s,m,i} \le \rho_{h,s,m}; \\ 0, \text{ if else}, \end{cases}$$

где $\rho_{h,s,m}$ – уровень квантования значений диагностических признаков классов распознавания s-й страты h-го яруса;

13) если $s \le S_h$, то выполняется пункт 4, иначе -пункт 14.

14) если $h \le H$, то выполняется пункт 2, иначе – пункт 15;

15) останов.

Таким образом, алгоритм информационно-экстремального машинного обучения адаптирует входное математическое описания СФД к ее максимальной информационной способности.

По полученным в процессе машинного обучения оптимальным геометрическим

параметрам гиперсферических контейнеров классов распознавания формируются решающие правила, которые в предикатной форме имеют вид

$$(\forall X^{o}_{m,h,s} \in \Re^{|M|})(\forall x^{(j)} \in \Re^{|M|})\{if\ [(\mu_m > 0) \\ \&(\mu_m = \max_{\{m\}}\{\mu_m \mid m = \overline{1,M}\}] \\ then\ x^{(j)} \in X^{o}_{m,h,s}\ else\ x^{(j)} \notin X^{o}_{m,h,s}\}, \quad (8)$$

где $x^{(j)}$ – распознаваемая реализация; μ_m – функция принадлежности вектора $x^{(j)}$ гиперсферическому контейнеру класса распознавания $X^{o}_{m,h,s}$, определяемая по формуле

$$\mu_m = 1 - \frac{d(x^{(j)} \oplus x^{*}_{h,s,m})}{d^{*}_{h,s,m}}. \quad (9)$$

Таким образом, распознаваемая реализация относится к тому классу из заданного алфавита, для которого функция принадлежности (9) является положительной и максимальной.

Кроме того, построенные в рамках геометрического подхода решающие правила (8) позволяют принимать диагностические решения в реальном темпе времени, что особенно актуально при функциональном диагностировании сложных машин и систем.

IV. Результаты реализации иерархического алгоритма машинного обучения

Реализация рассмотренного выше алгоритма осуществлялась на примере машинного обучения СФД узлов ШПМ.

Для наглядности диагностирование осуществлялось для четырех классов распознавания: класс X^{o}_{1} характеризовал функциональное состояние электропривода «Норма», класс X^{o}_{2} – состояние повышенной температуры обмотки статора электродвигателя, класс X^{o}_{3} – состояние тормозных колодок «Норма» и класс X^{o}_{4} – радиусы канавок канатоведущих шкивов, соответствующие функциональному состоянию «Больше нормы ».

Для заданных классов распознавания по архивным данным, предоставленных предприятием «УЛИС Системс», выполняющего модернизацию автоматизированной системы управления ШПМ в «ГТЭК Павлоградуголь» (г. Павлоград, Украина) была сформирована входная обучающая матрица.

Каждая реализация соответствующего класса распознавания состояла из 60 структурированных количественных и категорийных диагностических признаков, характеризующих электрические, температурные и механические характеристики узлов ШПМ, в том числе учитывалась и разница натяжения главных канатов.

На рис. 3 показан график зависимости усредненного по алфавиту классов распознавания критерия (4) от параметра δ поля контрольных допусков, полученный в процессе их параллельной оптимизации для линейной структуры данных ($h = 1$ и $s = 1$).

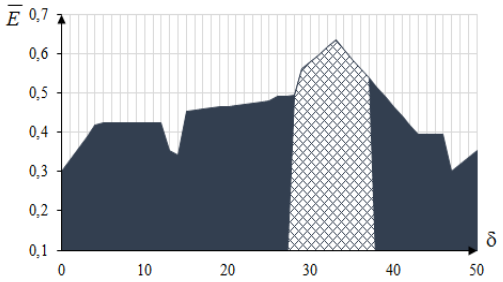


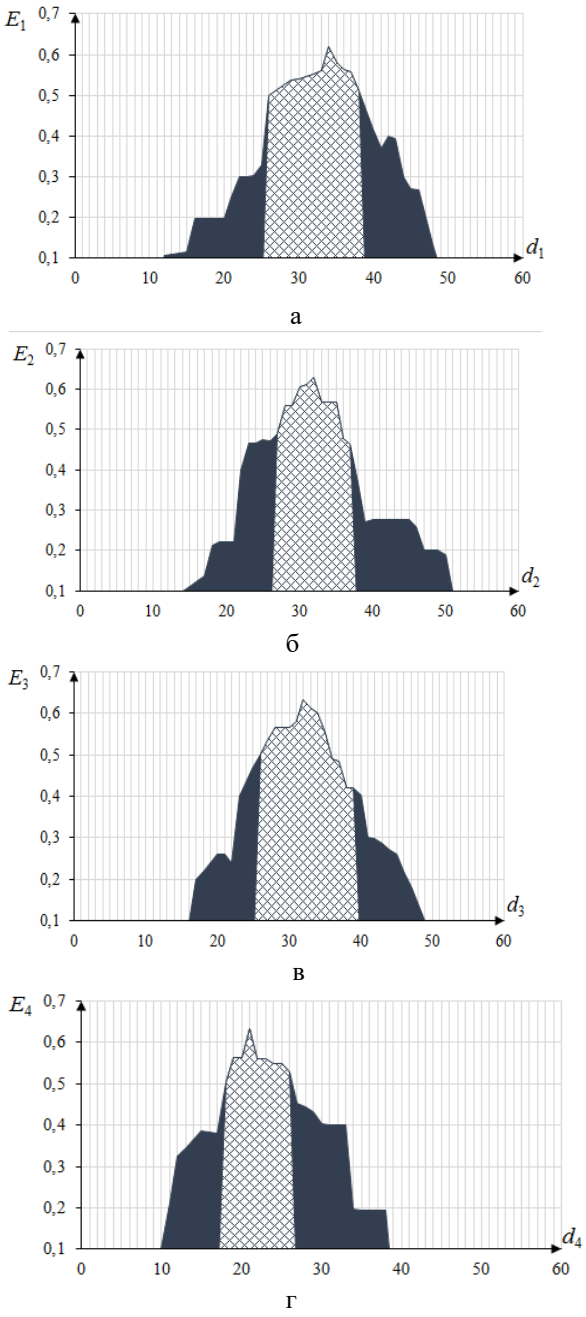
Рис. 3. График зависимости информационного критерия от параметра поля контрольных допусков на диагностические признаки. [3]

На рис. 3 и далее двойной штриховкой обозначены рабочие области определения функции критерия (4), в которых точностные характеристики принимают допустимые значения.

Анализ рис. 3 показывает, что усредненный критерий после проведения параллельной оптимизации контрольных допусков достигает своего максимального значения $\overline{E}_{\max} = 0{,}64$ при оптимальном значении параметра $\delta^{*} = 33$ (в процентах от номинальных значений диагностических признаков).

На рис. 4 показано графики зависимости информационного критерия (4) от радиусов контейнеров классов распознавания, полученные в процессе реализации алгоритма параллельной оптимизации контрольных допусков диагностических признаков при оптимальном параметре поля контрольных допусков.

[3] Appendix 1



а – класс X_1^o; б – класс X_2^o; в – класс X_3^o; г – класс X_4^o [4].

Рис. 4. Графики зависимости критерия (4) от радиусов контейнеров.

Анализ рис. 4 показывает, что оптимальные радиусы контейнеров классов распознавания равны: $d_1^* = 35$ для класса X_1^o; $d_2^* = 34$ для класса X_2^o; $d_2^* = 34$ для класса X_3^o и $d_4^* = 23$ для класса X_4^o

Реализация алгоритма иерархического машинного обучения для заданного алфавита осуществлялась по структуре данных, показанной на рис. 5.

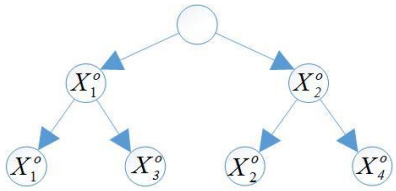


Рис. 5. Иерархическая структура данных. [5]

На рис. 6 показан график зависимости критерия (4), усредненного для классов распознавания первого яруса структуры (рис. 4) от параметра δ поля контрольных допусков на диагностические признаки.

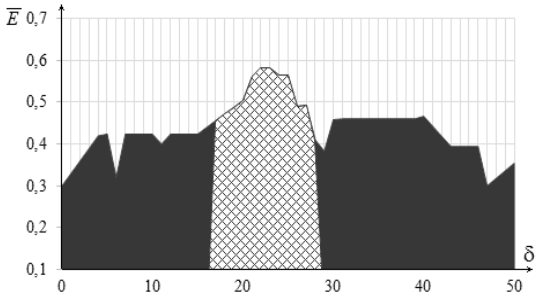


Рис. 6. График зависимости информационного критерия от параметра поля контрольных допусков на диагностические признаки для первого яруса иерархической структуры. [6]

На рис. 7 показан график зависимости усредненного по алфавиту классов распознавания первой страты второго яруса структуры (рис. 4) критерия (4) от параметра поля контрольных допусков на диагностические признаки.

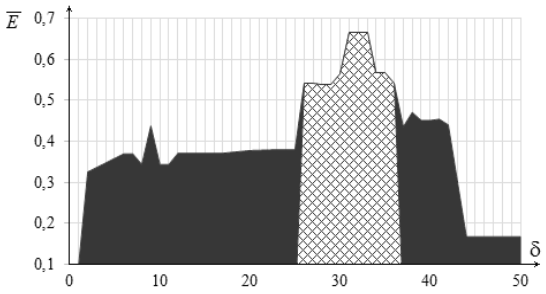


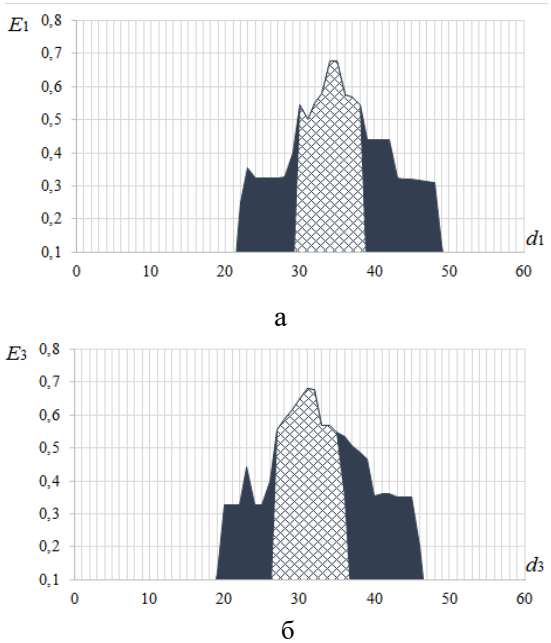
Рис. 7. График зависимости критерия (4) от параметра поля контрольных допусков для первой страты второго яруса иерархической структуры. [7]

Анализ рис. 7 показывает, что максимальное значение усредненного по алфавиту классов распознавания первой страты второго яруса критерия равно $\overline{E}_{\max} = 0{,}68$.

На рис. 8 показано графики зависимости критерия (4) от радиусов контейнеров классов распознавания первой страты второго яруса, полученные в процессе параллельной

[4,5,6,7] Appendix 1

оптимизации контрольных допусков на диагностические признаки.



а – класс X_1^o; б – класс X_3^o.

Рис. 8. Графики зависимости информационного критерия от радиусов контейнеров классов распознавания первой страты второго яруса. [8]

Анализ рис. 8 показывает, что оптимальные радиусы контейнеров равны: для класса - $X_1^o - d_1^* = 35$ и для класса $X_3^o - d_3^* = 32$.

На рис. 9 показан график зависимости усредненного по алфавиту классов распознавания второй страты второго яруса критерия (4) от параметра поля контрольных допусков на диагностические признаки.

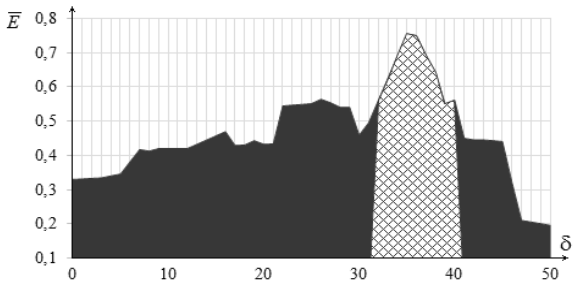
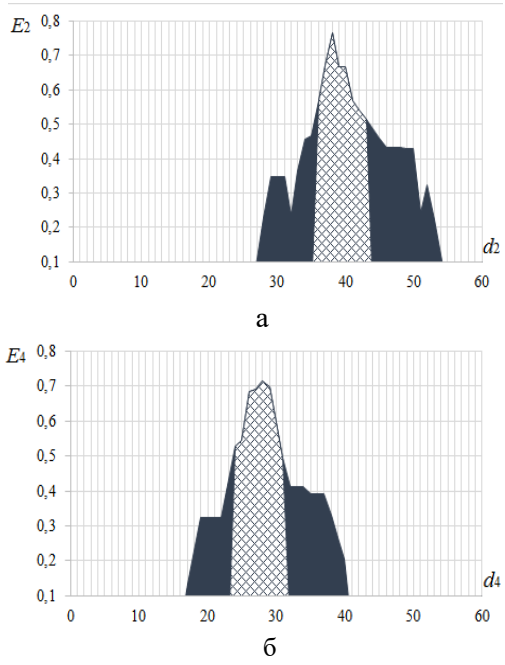


Рис. 9. График зависимости информационного критерия от параметра поля контрольных допусков для второй страты второго яруса. [9]

Анализ рис. 9 показывает, что максимальное значение усредненного для классов распознавания второй страты второго яруса информационного критерия равно $\overline{E}^* = 0{,}76$. Таким образом, среднее значение информационного критерия для заданного алфавита классов распознавания равняется $\overline{E}^* = 0{,}72$, что превосходит его значение, полученное для линейного классификатора (рис. 3).



а –-класс X_2^o; б –-класс X_4^o.

Рис. 10. Графики зависимости критерия от радиусов контейнеров классов распознавания второй страты второго яруса. [10]

На рис. 10 показано графики зависимости критерия (4) от радиусов контейнеров классов распознавания второй страты второго яруса иерархической структуры, полученные в процессе параллельной оптимизации контрольных допусков на диагностические признаки.

Анализ рис- 9 показывает, что оптимальный радиус контейнера класса X_2^o равняется $d_{12}^* = 37$ и для класса $X_4^o - d_4^* = 27$.

V. Обсуждение результатов машинного обучения системы функционального диагностирования

Оценка функциональной эффективности информационно-экстремального машинного обучения СФД узлов ШПМ осуществлялась для линейной и иерархической структур данных. При этом исследовалось влияние контрольных допусков на полную вероятность правильного распознавания технического состояния узлов ШПМ. Сначала было реализовано машинное обучение СФД информационно-экстремальным алгоритмом для линейной структуры данных четырех классов рас-

[8,9,10] Appendix 1

познавания, которые характеризовали диагностические состояния соответствующих узлов ШПМ. Анализ полученных результатов (рис. 3) показал недостаточно высокую функциональную эффективность машинного обучения Этот факт объясняется тем, что увеличение мощности алфавита классов распознавания приводит к увеличению степени пересечения классов распознавания в пространстве диагностических признаков. При этом соответственно увеличиваются ошибки первого и второго рода диагностических решений, что приводит к уменьшению усредненного по алфавиту классов распознавания информационного критерия оптимизации параметров машинного обучения.

С целью уменьшения влияния многомерности алфавита классов распознавания на функциональную эффективность машинного обучения было реализовано иерархический алгоритм (5) с параллельной оптимизацией контрольных допусков диагностических признаков. Анализ приведенных на рис. 6 –10 результатов машинного обучения по иерархической структуре данных показал, что максимальное значение информационного критерия удалось повысить по сравнению с линейным классификатором. Такой результат получен из-за уменьшения степени пересечения классов распознавания путем их разделения на страты соответствующего яруса иерархической структуры.

При применении решающих правил (8), построенных в процессе иерархического информационно-экстремальное обучение по процедуре (5), полная вероятность правильного распознавания равна $P_t = 0{,}91$ для класса X_1^o, $P_t = 0{,}89$ для класса X_2^o, $P_t = 0{,}92$ для класса X_3^o и $P_t = 0{,}94$ для класса X_4^o,что для функционального диагностирования является достаточно высокими показателями. Кроме того, решающие правила (8), построенные в рамках геометрического подхода, являются практически инвариантными к многомерности пространства диагностических признаков и оперативно обеспечивают принятие диагностических решений. При этом построенные в примере по результатам иерархического машинного обучения решающие правила являются не безошибочными. Поэтому для повышения функциональной эффективности СФД необходимо увеличивать глубину машинного обучения путем оптимизации других параметров функционирования и формирования входного математического описания системы.

В заключение отметим, что сходимость алгоритма информационно-экстремального обучения существенно зависит от априорного распределения реализаций классов распознавания в пространстве диагностических признаков. При этом необходимым условием сходимости алгоритма является попадание в процессе машинного обучения значений информационного критерия оптимизации в рабочую (допустимую) область определения его функции, в которой первая и вторая достоверности превышают соответственно ошибки первого и второго рода. А поскольку функция информационной меры по определению знакоположительная и имеет экстремум, то это является и достаточным условием сходимости алгоритма информационно-экстремального обучения.

VI. Выводы

1. Предложена категориальная модель информационно-экстремального машинного обучения СФД с иерархической структурой данных в виде ориентированного графа, ребрами которого являются операторы, отображающие одно на другое терм-множества переменных процесса машинного обучения.

2. На основе категориальной модели и модифицированного информационного критерия Кульбака разработан иерархический алгоритм информационно-экстремального машинного обучения СФД узлов ШПМ, позволивший получить высокую полную вероятность правильного диагностирования для заданного алфавита классов распознавания.

3. Показано, что функциональная эффективность машинного обучения СФД узлов ШПМ зависит от системы контрольных допусков на диагностические признаки, что требует их оптимизации по информационному критерию.

4. Сравнительный анализ показал, что при машинном обучении СФД по иерархической структуре данных максимальное значение усредненного по алфавиту классов распознавания информационного критерия оптимизации параметров обучения превосходит его значение, полученное для линейного классификатора.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

[1]**Fig. 1.** Structural diagram of mine hoisting machine: a - general scheme: I - electric lift motor; II - gear; III

- drum; IV - pile blocks; V - underground bunker for minerals; VI - weight batcher of the underground bunker; VII - discharge curves; VIII - skip unloading process; IX - surface bunker for minerals; b - electric drive: 1 - temperature sensors of motor bearing; 2 - temperature sensors of the engine bearing; 3 - drum bearing temperature sensor; and 4 - rope tension sensor.

[2]**Fig. 2.** Categorical model of machine teaching system functional diagnosis.

[3]**Fig. 3.** Graph of dependence of information criterion on parameter of field control tolerances for diagnostic signs.

[4]**Fig. 4.** Graphs of dependence of criterion (4) on radii of containers: a - class X_1^o; b - class X_2^o; c - class X_3^o; d - class X_4^o).

[5]**Fig. 5.** Hierarchical data structure.

[6]**Fig. 6.** Graph of dependence of information criterion on parameter field control tolerances for diagnostic signs for the first tier of hierarchical structure.

[7]**Fig. 7.** Graph of dependence of criterion (4) on the parameter of acceptance tolerance field for the first stratum of the second tier of hierarchical structure.

[8]**Fig. 8.** Graphs of dependence of information criterion on the radii of the containers of the recognition classes of the first stratum of the second tier: a - class X_1^o; b - class X_3^o.

[9]**Fig. 9.** Graph of dependence of information criterion on parameter of field of acceptance tolerances for the second stratum of the second tier.

[10]**Fig. 10.** Graphs of dependence of criterion on radii of containers of recognition classes of the second stratum of the second tier: a - class X_2^o; b - class X_4^o.)

Литература (References)

[1] Trifanov G.D. *Ekspluataciya shahtnih podemnih ustanovok* [Operation of mine hoisting installations]. Perm, 2015. 315 p.

[2] Kaschich A., Marischenko A., Bojok N. Sistema upravleniya i kompleksnoi zaschiti shahtnoi podemnoi ustanovki [Control system and integrated protection of mine lifting installation] *Cistemnaya integraciya, dobyvayushchaya promyshlennost' – System Integration, Mining* , 2005, no. 2, pp. 26–34. (In Russian)

[3] Ershov D. YU. Tekhnicheskoe diagnostirovanie i metody kontrolya mekhanicheskih uzlov v mashinostroenii [Technical diagnostics and control methods of mechanical units in mechanical engineering]. *Molodoj uchenyj – Young scientist*, 2013, no.4, pp. 62-64. (In Russian).

[4] Sidorenko V.N., Chernyiy A.P. Monitoring moschnyih elektroprivodov na osnove tehnologii Data Mining [Monitoring of powerful electric drives based on Data Mining technology]. *Elektrotexnichni ta komp'yuterni sy`stemy` – Electrical and computer systems*, 2011, no. 3, pp. 414-416. (In Russian).

[5] Makotrynskyi O.V., Vashchenko Ya.V., Yatsko S.I. Shtuchna neiromerezheva systema neperervnoho typu dlia diahnostyky tiahovoho elektropryvoda [Artificial neural network system of continuous type for diagnostics of traction drive]. Zbirnyk naukovykh prats ukrainskoho derzhavnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Collection of scientific papers of ukrainian state university of railway transport, 2013, no.141, pp. 230-234. (In Ukrainian).

[6] Andrzej O., Zygmunt S. Modern Methods Control and Diagnostics of Hoisting-Machines with Application of Artificial. *Intelligence Methods. Archives of Mining Sciences*, 2010, vol. 55, no. 1, pp. 217-231.

[7] Zhang X., Hu N., Hu L., Chen L., Cheng Z. A bearing fault diagnosis method based on the low-dimensional compressed vibration signal. *Advances in Mechanical Engineering*, 2015, vol. 7, no. 7, pp. 1-7. doi: 1687814015593442.

[8] Zhang D. D. Bearing fault diagnosis based on the dimension–temporal information. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2011, vol. 225. no.8, pp. 806-813. doi: 10.1177/1350650111410254.

[9] Tiwari R, Gupta V K, Kankar P K. Bearing fault diagnosis based on multi-scale permutation entropy and adaptive neuro fuzzy classifier. *Journal of Vibration and Control*, 2015, vol. 21, no. 3 pp. 461–467

[10] Vakharia V, Gupta V K, Kankar P K. A multiscale permutation entropy based approach to select wavelet for fault diagnosis of ball bearings. *Journal of Vibration and Control*, 2014, vol. 21, no. 16, pp. 3123-3131. doi: 1077546314520830.

[11] Sun W., Yang G. A., Chen Q., Palazoglu A., Feng K. Fault diagnosis of rolling bearing based on wavelet transform and envelope spectrum correlation. *Journal of Vibration and Control*, 2013, vol. 19, no. 6, pp. 924–941. doi: 10.1177/1077546311435348

[12] Wang H, Chen J, Dong G. Fault diagnosis of rolling bearing's early weak fault based on minimum entropy de-convolution and fast Kurtogram algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2014, vol. 229, no. 16, pp. 2890-2907 doi: 0954406214564692.

[13] Wang D., Tse P.W., Tsui K.L., An enhanced Kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings. *Mech. Syst. Signal Process.*, 2013, vol. 35, no. 1, pp. 176-199.

[14] Cai J. Fault diagnosis of rolling bearing based on empirical mode decomposition and higher order statistics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of*

Mechanical Engineering Science, 2014: vol. 229, no. 9, pp. 1630-1638. doi: 0954406214545820.

[15] Liu, Q., Chen, F., Zhou, Z., Wei, Q. Fault Diagnosis of Rolling Bearing Based on Wavelet Package Transform and Ensemble Empirical Mode Decomposition. *Advances in Mech-anical Engineering*, 2013, vol. 2013, pp. 1-6. doi: 10.1155/2013/792584

[16] Yunusa-Kaltungo A, Sinha J K. Faults Diagnosis in Rotating Machines Using Higher Order Spectra[C]. ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. *American Society of Mechanical Engineers*, 2014, pp. V07AT31A002-V07AT31A002.

[17] Wang C. C., Kang Y., Shen P. C., Chang Y. P., Chung Y. L. Applications of fault diagnosis in rotating machinery by using time series analysis with neural network. *Expert Systems with Applications*, 2010, vol. 37, no. 2, pp. 1696-1702.

[18] Jayaswal P, Verma S N, Wadhwani A K. Development of EBP-Artificial neural network expert system for rolling element bearing fault diagnosis. *Journal of Vibration and Control*, 2011, vol. 17, no. 8, pp. 1131–1148.

[19] Samanta B, Al-Balushi K R. Artificial neural network based fault diagnostics of rolling element bearings using time-domain features. *Mechanical systems and signal processing*, 2003, vol. 17, no. 2, pp. 317-328.

[20] Dong S., Xu X., Liu J., Gao Z. Rotating Machine Fault Diagnosis Based on Locality Preserving Projection and Back Propagation Neural Network–Support Vector Machine Model. *Measurement and Control*, 2015, vol. 48, no. 7, pp. 211–216

[21] Ao H., Cheng J., Yang Y., Truong T. K. The support vector machine parameter optimization method based on artificial chemical reaction optimization algorithm and its application to roller bearing fault diagnosis. *Journal of Vibration and Control*, 2013, vol. 21, no. 12, pp. 2434-2445. doi: 1077546313511841.

[22] Zhang X L, Chen X F, He Z J. Fault diagnosis based on support vector machines with parameter optimization by an ant colony algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010, 224(1): 217–229.

[23] Zhang, Sheng Asakura, Toshiyuki Xu, Xiaoli Xu, Baojie. Fault Diagnosis System for Rotary Machine Based on Fuzzy Neural Networks. *Jsme International Journal Series C-mechanical Systems Machine Elements and Manufacturing - JSME INT*, 2003, vol.46, no. 3, pp. 1035-1041.

[24] Subbotin S. The neuro-fuzzy network synthesis and simplification on precedents in problems of diagnosis and pattern recognition *Optical Memory and Neural Networks (Information Optics)*. 2013, vol. 22, pp. 97-103. DOI:: 10.3103/s1060992x13020082

[25] Bhowmik P.S., Pradhan S., Prkash M. Fault diagnostic and monitoring methods of induction motor: a review. *International Journal of Applied Control, Electrical and Electronics*, 2013, vol. 1, pp. 1-18.

[26] Hasan A. Yousef, Manal Wahba A. Adaptive fuzzy mimo control of induction motors. *Expert Systems with Applications: An International Journal*. 2009, vol. 36, issue 3, pp. 4171-4175. DOI 10.1016/j.eswa.2008.04.004.

Сведения об авторах.

Зимовец Виктория Игоревна, Преподаватель индустриально-педагогического техникума Конотопского института Сумского государственного университета.
Область научных интересов: искуственный интеллект.
E-mail: zc.vika@gmail.com

Довбыш Анатолий Степанович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры компьютерных наук Сумского государственного университета
Область научных интересов: интеллектуальные системы анализа данных
E-mail:a.dovbysh@cs.sumdu.edu.ua

Зубань Юрий Александрович, кандидат технических наук, доцент,
директор организационно-методического центра технологий электронного обучения СумГУ
Область научных интересов: искусственный интеллект
E-mail:zuban@elearning.sumdu.edu.ua

Приходченко Александр Сергеевич, аспирант кафедры компьютерных наук Сумского государственного университета
Область научных интересов: Интеллектуальные информационные технологии.
E-mail:prihodchenko@gmail.com

Synthesis of Roller Press Rational Design for Composite Solid Fuel Production

Baiul K.V.
Z. I. Nekrasov Iron & Steel Institute of National Academy of Sciences of Ukraine
Dnipro, Ukraine

Abstract. The purpose of this work is a synthesis of roller press construction for alternative fuel production from small-fraction energetic valuable raw materials. Achievement of the goal set in the work is carried out by forming a systematic approach to the search for rational design solutions for roller presses. Studies conducted on analysis basis of open information sources in the field of theoretical research, development, and implementation of press equipment for small fractional raw materials briquetting that used as alternative energy sources. Established, that a promising direction for the development of alternative energy is composite solid fuels production by briquetting method from a mixture of small fraction energetic valuable materials. Shown that roller presses use is promising for composite fuel briquettes production. Revealed the problem that currently there is no software, independent or integrated into the well-known CAD-system, that allows, taking into account briquetting process technological features, develop and simulate the life cycle of roller briquette presses. The novelty of the work lies in the fact that for the first time a systematic approach based on the use of structural-parametric synthesis and analysis has been applied for creating a rational design of a roller briquette press for the production of composite solid fuel. Using the proposed system approach, a new improved roller press model for the production of fuel briquettes, including composite ones, from energetically valuable small fractional raw materials having a low bulk density (0.2...0.6 g/cm^3) developed.
***Keywords*:** alternative energy, composite solid fuel, briquettes, roller press design, structural-parametric synthesis.
DOI: 10.5281/zenodo.3367048

Sinteza unui design rațional al unei prese cu rolă pentru producerea de combustibili solizi compuși

Bayul K.V.
Institutul de Metalurgie Feroasă Z. I. Nekrasov ANȘ a Ucrainei
Dnipro, Ucraina

Rezumat. Obiectivul lucrării constă în propunerea modului de proiectare a presei cu role pentru producerea de combustibili alternativi din materii prime cu fracții mici cu valoare energetică semnificativă prin brichetare. Obiectivul acesta se atinge prin abordarea sistematice a procesului de determinare a soluției structurale rationale presei. S-au consultat surse bibliografice străine și autothone, experiența specialiștilor Institutului de metalurgiei fieroaselor în numele lui Z. I. Nekrasov a ANȘ a Ucrainei privind dezvoltarea și implementarea echipamentelor cu presă pentru brichetarea materiilor prime cu fracțiuni mici. S-a stabilit, că o direcție promițătoare în dezvoltarea energiei alternative este producerea de combustibili solizi compuși prin brichetare. S-a demonstrat perspectiva utilizării preselor cu rolă la producerea brichetelor de combustibil compozit. S-a constatat lipsa instrumentelor și software independente sau integrate în sistemele de proiectare asistate de computer pentru proectarea preselor cu rolă care țin cont, de caracteristicile tehnologice, dezvoltarea și modelarea întregului ciclu de viață a preselor de producer a brichetelor din amestec cu dimensiuni mici a fracțiilor. Noutatea rezultatelor se determină de faptul, că s-a propus o abordare sistematică bazată pe utilizarea sintezei și analizei structurale și parametrice penru construcția modulară a presei cu rolă. Abordarea sistematică a asigurat dezvoltarea modelului nou îmbunătățit a presei cu rolă pentru producerea brichetelor, inclusive, cele compozite din materii prime cu fracțiuni mici cu cu o densitate mare în vrac (0,2 ... 0,6 g / cm^3). Dezvoltarea abordării sistematice descrise în lucrare va simplifica dezvoltarea modificărilor preselor cu role, ținând cont de caracteristicile procesului de brichetare.
***Cuvinte-cheie*:** surse alternative de energie, combustibil solid compus, brichete, presă cu rolă, sinteză structurală și parametrică.

Синтез рациональной конструкции валкового пресса для производства композитного твердого топлива

Баюл К.В.
Институт черной металлургии им. З.И. Некрасова НАН Украины
Днепр, Украина

Аннотация. Целью работы является синтез конструкции валкового пресса для производства альтернативных видов топлива из мелкофракционного энергетически ценного сырья методом брикетирования. Достижение поставленной в работе цели осуществляется путем формирования

© Баюл К. В. 2019

системного подхода к поиску рациональных конструктивных решений валковых прессов. Исследования проводились на основе анализа зарубежных и отечественных литературных источников, практическом опыте специалистов Института черной металлургии им. З.И. Некрасова НАН Украины в области теоретических исследований, разработки и внедрения прессового оборудования для брикетирования мелкофракционного сырья, применяемого в качестве альтернативных источников энергии. Установлено, что перспективным направлением развития альтернативной энергетики является производство композитных твердых видов топлива методом брикетирования из смеси энергетически ценных мелкофракционных материалов. Показано, что для производства композитных топливных брикетов перспективным является использование валковых прессов. Выявлена проблема, состоящая в том, что на сегодняшний день не существует самостоятельных или интегрированных в известные системы автоматизированного проектирования программных средств, позволяющих с учетом технологических особенностей, проводить разработку и моделирование всего жизненного цикла валковых брикетных прессов. Новизна работы состоит в том, что впервые для создания по модульному принципу рациональной конструкции валкового брикетного пресса для производства композитного твердого топлива применен системный подход, основанный на использовании структурно-параметрического синтеза и анализа. С использованием предложенного системного подхода разработана новая усовершенствованная модель валкового пресса для производства топливных брикетов, в том числе композитных, из энергетически ценных мелкофракционных сырьевых материалов, имеющих малую насыпную плотность (0,2…0,6г/см^3). Развитие описанного в работе системного подхода позволит упростить разработку модификаций валковых прессов с учетом особенностей процесса брикетирования.
***Ключевые слова*:** альтернативные источники энергии, композитное твердое топливо, брикеты, валковый пресс, структурно-параметрический синтез.

ВВЕДЕНИЕ

Постановка проблемы исследований. Обеспечение энергоэффективности и энергетической безопасности предприятий и регионов являются актуальными проблемами современной экономики. В условиях постоянно растущих объемов энергопотребления особую актуальность приобретает поиск альтернативных источников энергии. В настоящее время известен целый ряд исследований, которые показывают, что в качестве альтернативных источников энергии могут применяться брикеты, производимые из угольных штыбов, шламов и коксовой мелочи [1, 2], продуктов пиролиза автомобильных шин [3], гидролизного лигнина [4], мелких фракций бурого угля [5], торфа [6], растительной биомассы [7], а также RDF (refuse derived fuel – твердое вторичное топливо на базе бытовых отходов) [8].

Расширение сферы применения метода брикетирования в производстве альтернативных источников энергии привело к созданию перспективного направления – производства композитных твердых видов топлива (КТТ или CSF) из смеси различных энергетически ценных мелкофракционных материалов [9-12]. Указанный вид композитного топлива представляет собой окускованный продукт в виде пеллет или брикетов.

Преимущество производства такого вида топлива состоит в том, что могут быть обеспечены любые состав и размеры брикета или пеллеты в зависимости от их применения, в частности, для обогрева частных домовладений, маломощных котлов для отопления населенных пунктов, использования в качестве компонента шихты на тепловых электростанциях и в процессах газификации.

Основными компонентами для производства композитного твердого топлива в виде брикетов являются мелкие фракции низкосортных углей, лигнита, бурого угля, гидролизного лигнина и торфа, которые смешиваются в определенных пропорциях с растительной биомассой, техническим углеродом, RDF или мелкими фракциями высококачественных углей. Использование многокомпонентных брикетов в энергетике при правильном подборе их химического и компонентного состава позволяет обеспечить требуемую калорийность и механическую прочность данного вида топлива, снизить концентрацию выделения вредных веществ при использовании, особенно HCl, SO_2, NO_x, CO.

Для производства топливных брикетов, в том числе многокомпонентных, используемых в энергетической и горнодобывающей промышленности, зачастую применяются валковые прессы благодаря присущим им особенностям:

- широкому диапазону производительности, как правило, от 1 до 50 т/ч, в зависимости от конструктивного исполнения;
- непрерывности процесса прессования в очаге деформации;
- малой энергоемкости и металлоемкости при одинаковой производительности по сравнению с кривошипно-шатунными и гидравлическими прессами;
- возможностью брикетирования широкого спектра мелкофракционных смесей в чистом виде и со связующими добавками;
- возможностью брикетирования шихт с малой насыпной плотностью (200…600 кг/м^3) при использовании устройств для принудительной подачи и предварительного уплотнения (подпрессовщиков);
- высокой надежности и ремонтопригодности.

Указанные преимущества валковых прессов делают их достаточно эффективным и перспективным типом прессового оборудования для производства брикетов из энергетически ценных мелкофракционных сырьевых материалов.

Широкое внедрение технологий производства брикетов из альтернативных видов топлива с помощью валковых прессов выдвигает на передний план задачу обоснованного выбора их конструктивных параметров для обеспечения условий получения качественных брикетов. Выбор конструктивного исполнения прессового оборудования определяется значительным количеством взаимосвязанных факторов [13-18]:

- напряженно-деформированным состоянием прессуемых материалов;
- энергосиловыми и технологическими параметрами прессования;
- технологией изготовления, эксплуатации и ремонта деталей и узлов пресса;
- экономической составляющей процесса создания прессового оборудования и т.д.

При этом важным является обеспечение оптимальных показателей энергоемкости, металлоемкости и ремонтопригодности валковых прессов.

Анализ развития методов определения рациональных конструктивных параметров валковых прессов. В настоящее время для разработки конструкции валковых прессов, как и большинства современных промышленных машин и агрегатов, активно применяются системы автоматизированного проектирования (САПР) – в основном SolidWorks, Компас и AutoCad. Для создания рациональной конструкции валкового пресса наличие стандартного набора средств САПР является необходимым, но не достаточным условием в связи с необходимостью решения узкоспециализированных задач, обусловленных технологическими особенностями, условиями изготовления, монтажа и эксплуатации, присущими данному классу машин.

На это указывает и то, что в процессе развития технологий и машин для брикетирования разработан и продолжает совершенствоваться целый класс методов и математических моделей, позволяющих осуществлять прогноз, оценку и выбор рациональных энергосиловых и технологических параметров процесса брикетирования, конструкции отдельных деталей прессового оборудования и режимов его эксплуатации [13-18]. Развитию таких методов уделяется значительное внимание специалистов группы разработки технологий и оборудования для подготовки шихтовых материалов Института черной металлургии им. З.И. Некрасова НАН Украины (ИЧМ).

Несмотря на большое количество работ, посвященных исследованию процесса брикетирования в валковых прессах и усовершенствованию машин данного класса, процесс создания конструкции пресса носит итеративный характер проб и ошибок. Это обусловлено многофакторностью процесса и технологии брикетирования. Порой условия получения качественных брикетов и обеспечения нормальных режимов работы прессового оборудования в пределах его технических характеристик входят во взаимное противоречие. Это требует с одной стороны корректировки технологии брикетирования, а с другой внесения изменений в конструкцию пресса.

Анализ литературных источников [13-18] показывает, что в настоящее время отсутствует структурированная система, методология или алгоритм, которые бы являлись четкой инструкцией к пошаговому проектированию рациональной конструкции валкового пресса с учетом технологических особенностей процесса брикетирования. Большинство исследований сосредоточены на решении конкретных задач. К примеру, определении энергосиловых параметров брикетирования, оптимизации конфигурации прессующих поверхностей и т.п. Но даже при

достаточной корректности известных методов прогнозирования и анализа процессов брикетирования и работы прессового оборудования порядок их применения и интерпретация результатов до сих пор четко не определены.

При таком подходе к проектированию из небольшого количества опробованных или вновь разработанных конструкций валковых прессов выбирается та, которая по мнению специалиста является наиболее рациональной. Такой вывод подтверждается тем, что на сегодняшний день не существует самостоятельных или интегрированных в известные САПР программных средств, позволяющих с учетом всех технологических особенностей, проводить разработку и моделирование всего жизненного цикла валковых брикетных прессов. Такие работы выполняются с использованием разрозненных программных средств, каждое из которых решает лишь узкую конкретную задачу, что приводит к значительному увеличению затрат времени и ресурсов. Это делает актуальным необходимость решения вопросов анализа и дальнейшего развития средств и методов проектирования валковых прессов. Перспективным для решения такой задачи представляется применение известных в различных отраслях знаний структурно-параметрического синтеза и анализа и развитие средств и методов формирования новых моделей валковых прессов по модульному принципу, с учетом уже известных разработок.

Целью работы является синтез конструкции валкового пресса для производства альтернативных видов топлива из мелкофракционного энергетически ценного сырья методом брикетирования.

Достижение поставленной в работе цели осуществляется путем формирования системного подхода к поиску рациональных конструктивных решений валковых прессов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В практике моделирования и разработки новых машин и систем выделяются базовые задачи:
- структурный синтез;
- структурный анализ;
- параметрический синтез;
- параметрический анализ.

На их базе основаны комбинированные подходы:
- структурный синтез и анализ;
- параметрический синтез и анализ;
- структурно-параметрический синтез;
- структурно-параметрический анализ.

Разработка обобщенной математической модели и системы структурно-параметрического синтеза и анализа валкового пресса включает адаптацию к решаемым задачам, компоновку и совместное применение следующих принципов создания и исследования сложных систем – модульный, объектно-ориентированный, иерархический, композиции и декомпозиции [19-21].

Применительно к созданию новых моделей валковых прессов количество и порядок решения указанных выше задач определяется требованиями, предъявляемыми к данному оборудованию по следующим основным условиям:
- возможность реализации стабильного процесса производства качественных брикетов в соответствии с принятой технологией;
- обеспечение заданной производительности;
- надежность и долговечность работы – максимально возможный ресурс эксплуатации деталей и узлов пресса;
- минимально возможные значения металлоемкости, энергоемкости и затрат на сервисное обслуживание;
- высокая ремонтопригодность;
- оптимальные затраты на разработку, изготовление пресса, его деталей, узлов и т.д.

На рис. 1 приведена обобщенная структура системного подхода к моделированию рациональной конструкции валкового пресса с использованием модульного принципа конструирования, которая отображает основные этапы создания новой модификации машины данного типа – синтез, анализ и окончательное формирование конструкции пресса.

Проектирование новой конструкции валкового пресса можно представить в виде процесса решения двух взаимосвязанных задач:
1. Выбора структуры пресса (типа, количества, условий взаимодействия деталей, узлов и других элементов пресса), т.е. структурный синтез.
2. Выбора числовых значений параметров конструктивных элементов пресса, т.е. параметрический синтез.

Результат структурно-параметрического синтеза рациональной конструкции валкового пресса представляется в виде таблиц, графиков и текстовых файлов, которые содержат достаточный набор информации для разработки в системах автоматизированного проектирования пакета конструкторской документации на изготовление валкового пресса.

Практический и теоретический опыт сотрудников ИЧМ по созданию валковых прессов и исследованию процесса брикетирования позволяет разработать структуру системы моделирования рациональной конструкции валковых прессов.

Для реализации данной структуры используются массивы данных и знаний (правила и расчетно-аналитические методы):

1. Физико-механические характеристики брикетируемых материалов:
- коэффициенты внешнего, внутреннего трения и бокового давления;
- экспериментально установленная и математически описанная функциональная взаимосвязь между давлением прессования и величиной уплотнения брикетируемой шихты;
- характеристики упругого последействия в брикетах и т. д.
2. Модели процессов, происходящих при работе валкового пресса:
- модель процесса брикетирования мелкофракционной шихты в очаге деформации валкового пресса;
- модель процесса изнашивания рабочей поверхности валков пресса
- модель для оценки влияния степени износа рабочих поверхностей валков пресса на энергосиловые и технологические параметры брикетирования и т. д.
3. Модели основных узлов пресса:
- модель валкового блока;
- модель устройства предохранения валков от перегрузок;
- модель линии привода пресса;
- модель подпрессовщика (если таковой предусмотрен требованиями технологии брикетирования).

На основе указанных массивов данных и знаний осуществляется структурный и параметрический синтез модели валкового пресса с заданием входных параметров и определением значений параметров основных конструктивных элементов и эксплуатационных характеристик пресса.

Далее более детально остановимся на каждой в отдельности из раннее указанных базовых задач моделирования и разработки машин применительно к созданию новых моделей валковых прессов для брикетирования мелкофракционных материалов.

Структурный синтез валкового пресса как технической системы представляет собой формирование его алгоритмической модели – определение основных узлов и механизмов пресса, способов их объединения в единую конструкцию и взаимодействия в процессе работы.

При этом выделяются основные узлы, определяющие его функционирование как основного агрегата в составе технологической линии брикетирования:
- рама или станина;
- валковый блок;
- загрузочное устройство;
- устройство защиты валков от перегрузок;
- подпрессовщик (если таковой предусмотрен);
- линия привода (синхронизирующая зубчатая передача, двигатель, редуктор, муфты и т.п.);
- электрическая управляющая аппаратура;
- защитные элементы – кожухи и т.п.

Структурный синтез пресса осуществляется следующим образом. На основе конструктивной схемы составляется принципиальная схема валкового пресса с указанием функциональных элементов и их связей.

Компоновка модели пресса осуществляется на базе элементов кластера системы, содержащего описание и характеристики, имеющихся в наличии уже разработанных конструктивных элементов пресса.

Выбранные элементы модели пресса соединяются между собой информационными связями, в результате чего формируется математическая модель разрабатываемого валкового пресса. Каждой модели пресса присваивается определенная маркировка.

Структурный синтез и анализ подразумевает детализацию структурной схемы математической модели создаваемого пресса или отдельных его узлов. К примеру, пресс оснащен устройством для предохранения валков от перегрузок. В таком варианте детализируется конструктивное

исполнение данного устройства. Указывается его тип – механическое или гидравлическое. При необходимости дополнительно детализируется структура принципиального конструктивного исполнения данного узла пресса. Например, механическое предохранительное устройство, состоящее из двух силовых элементов с тарельчатыми пружинами, расположенными на некотором расстоянии выше линии, соединяющей центры валков пресса и т.п. Такое описание в программном модуле, формулируется с использованием специально создаваемых блоков данных.

Структурный анализ валкового пресса представляется в виде процесса формирования его структурной схемы, отражающей конструктивные, технологические и другие особенности создаваемой модели.

Технологические особенности применения валковых прессов в составе линий брикетирования мелкофракционных сырьевых материалов требуют решения задачи их структурного описания.

Примером задачи структурного анализа применительно к валковым прессам является решение задачи выбора рационального компоновочного решения пресса на основе анализа набора различных вариантов его кинематических схем с учетом особенностей проектного построения линии брикетирования.

Структурно-параметрический синтез применительно к разработке валкового пресса можно кратко проиллюстрировать следующим примером. Необходимо разработать валковый пресс для брикетирования материала с малой насыпной плотностью ($\rho_{nas} \le 300$ кг/м^3). Создание такого пресса требует синтеза его кинематической схемы, включая, при необходимости, схему подпрессовщика – это относится к структурной части синтеза. Указание конкретных значений геометрических, конструктивных энергосиловых и других параметров создаваемого пресса представляет собой параметрическую часть синтеза пресса.

Структурно-параметрический анализ конструкции валкового пресса, предполагает выделение одного или нескольких критериев ее оптимальности. На базе этих критериев решается задача поиска оптимальной структуры разрабатываемого валкового пресса среди всех возможных вариантов. То есть производится анализ эффективности возможных решений задачи структурного синтеза модификаций создаваемого пресса и выбор из них того варианта, который максимально соответствует принятому критерию оптимальности.

В общем виде задача структурно-параметрического синтеза оптимальной конструкции валкового пресса описывается выражением:

$$extrF(X), X \in D_X, \quad (1)$$

где

F – целевая функция;

X – вектор проектных (управляемых или варьируемых) параметров, характеризующих конструкцию или режимы работы создаваемого пресса.

Другими словами, вектор X представляет собой множество возможных проектных решений валкового пресса в границах допустимой области:

$$D_X = \left\{ X \varphi(X) < 0, \psi(X) = 0 \right\}, \quad (2)$$

где $\varphi(X)$ и $\psi(X)$ – функции-ограничения задачи структурного синтеза конструкции валкового пресса.

В качестве управляемых параметров валкового пресса могут быть:

- ширина и диаметр рабочих поверхностей валков пресса;
- конфигурация и размеры формующих элементов;
- геометрические параметры шнека механизма предварительного уплотнения шихты;
- границы минимально и максимально допустимой величины уплотнения брикетируемой шихты, выраженные через коэффициент уплотнения и определяющие, посредством функциональной взаимосвязи, плотность производимых брикетов;
- максимально допустимое усилие прессования, воспринимаемое устройством предохранения валков от перегрузок;
- максимальное значение момента прессования, которое обеспечивает нормальную работу привода пресса;
- удельная износостойкость рабочих поверхностей валков, взаимосвязанная с механическими характеристиками

брикетируемого материала и материала бандажа;
- максимально допустимая частота вращения валков и т.д.

В качестве целевой функции могут быть определены:
- требуемая производительность пресса;
- достижение требуемой плотности брикетов;
- работа пресса с минимально возможными значениями энергосиловых параметров – усилия и момента прессования;
- максимальный ресурс эксплуатации рабочих поверхностей валков (сменных кольцевых бандажей);
- достижение минимального значения металлоемкости при соблюдении условий надежной и безотказной работы пресса и т.д.

Решение задачи в соответствии с выражениями (1, 2) предполагает создание специализированного расчетно-аналитического программного обеспечения и объединения его в единую экспертную подсистему, которая может быть частью более крупной экспертной системы, реализующей комплексный системный подход к разработке технологий и оборудования для брикетирования.

Такой подход обусловлен тем, что приемлемых решений в соответствии с выражением (1) может быть несколько и тогда эксперт-проектировщик, должен будет полагаясь на свой личный опыт и накопленную на данный момент базу знаний в области создания и эксплуатации валковых прессов выбрать лишь одно конструктивное решение создаваемого пресса.

Решение таких задач может осуществляется с использованием широко применяемых в различных отраслях методов анализа иерархий, ветвей и границ [19-21].

Параметрический синтез валкового пресса состоит в следующем. Задаются характеристики и параметры элементов модели пресса. Параметрический синтез можно рассмотреть на примере основного конструктивного узла пресса – валок.

Номенклатура входных параметров валка может быть различной, поэтому в качестве примера в табл.1 приведен один их возможных вариантов.

В зависимости от решаемых задач и задействованных при этом математических моделей количество входных параметров, характеризующих валки пресса (табл.1) может изменяться.

С учетом того, что вариантов конструктивного исполнения валков при синтезе конструкции пресса может быть несколько, как, впрочем, и других конструктивных элементов, то в процессе проектирования каждому из таких вариантов должна присваиваться специальная маркировка по типу маркировки чертежей данных сборочных единиц.

Параметрический синтез и анализ валкового пресса предполагает исследование структурной схемы пресса с определением рациональных параметров конструктивных элементов в соответствии с заданными исходными данными и принятыми граничными значениями характеристик пресса, режимов его работы и процесса брикетирования.

После проведения вычислений в соответствии с совокупностью математических моделей и методов, описывающих валковый пресс и режимы его эксплуатации, образуется массив расчетных данных.

Эти данные анализируются в соответствии с принятыми ограничениями.

Если какие-либо из полученных числовых значений анализируемых параметров, характеризующих валковый пресс, не соответствуют принятым или требуемым значениям, то производится внесение изменений в конструктивные элементы пресса.

К примеру, требуется обеспечить максимально возможную производительность пресса Q (целевая функция). Управляемыми параметрами могут быть:
- частота вращения валков n , определяемая конкретными значениями кинематических характеристик элементов привода (электродвигателя, редуктора, клиноременной передачи и т.д.);
- диаметр D и ширина L прессующих поверхностей;
- конфигурация и объем формующих элементов.

В данном варианте в качестве ограничений могут выступать:
- максимально допустимая частота вращения валков n_{max} при которой невозможно получение брикетов с требуемой плотностью и прочностью, за счет ухудшения условий захвата материала валками;

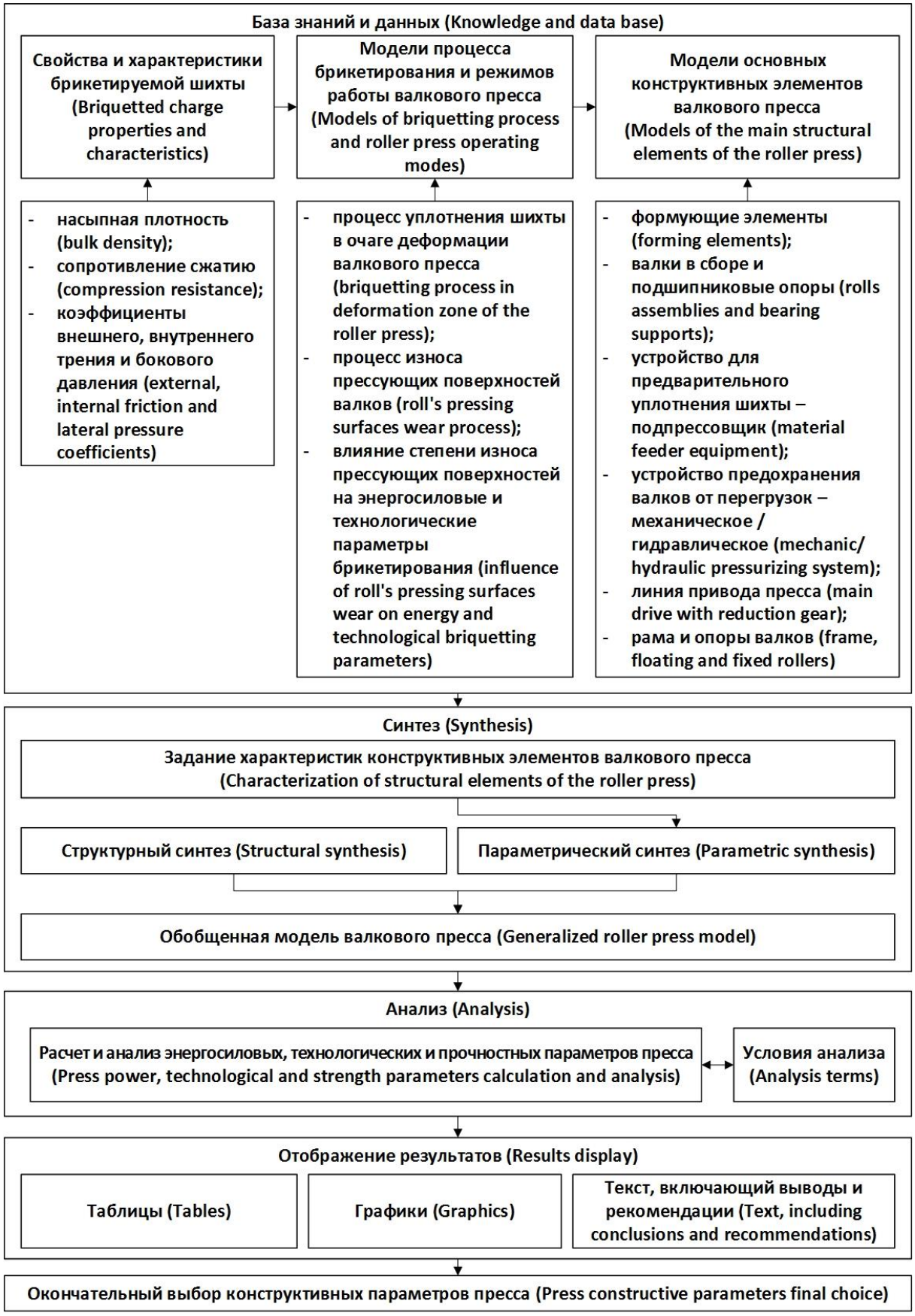


Рис. 1. Системный подход к моделированию рациональной конструкции валкового пресса. [1]

[1] Appendix 1

Таблица 1.[2]

Вариант задания входных параметров конструкции валка брикетного пресса.[3]

№	Описание параметра (Parameter description)	Значение (Value)
1.	Тип валка (Roll type): 1 – цельный (solid); 2 – с кольцевыми сегментами (segmented); 3 – с кольцевыми бандажами (with tires)	3
2.	Количество пар прессующих поверхностей (The number of pressing surfaces pairs): 1 – одна (one); 2 – две (two)	1
3.	Максимальное усилие прессования, кН (Maximum pressing force, kN)	2000
4.	Максимальный момент прессования, кН×м (Maximum pressing torque, kN×m)	85
5.	Диаметр валка средний, мм (Average roll diameter, mm)	648
6.	Диаметр валка максимальный, мм (Maximum roll diameter, mm)	705
7.	Диаметр валка минимальный, мм (Minimum roll diameter, mm)	635
8.	Способ крепления сменных прессующих элементов для валков с кольцевыми бандажами (Replaceable pressing elements fastening method for rolls with tires): 1 – шпонка призматическая (prismatic key); 2 – шпонки сегментные (segment keys); 3 – клиновые кольца (wedge rings); 4 – клиновые полукольца (wedge half rings); 5 – самоцентрирующиеся быстросъемные зажимные элементы (self-centering quick-release clamping elements); 6 – не самоцентрирующиеся быстросъемные зажимные элементы (non-centering quick-release clamping elements)	4
9.	Типоразмер формующего элемента согласно принятой кодировки (Forming element size according to the adopted coding)	R17
10.	Материал бандажей (Tires material)	40X
11.	Твердость прессующих поверхностей бандажей HRC (Pressing surfaces hardness HRC of tires)	62

- максимальный и минимальный объем v_{br} формующего элемента и его тип (открытый или закрытый), не позволяющие обеспечить заданную производительность пресса и плотность брикетов;
- максимально допустимая мощность привода пресса $N_{\max}$, напрямую зависящая от увеличения частоты вращения валков пресса.

При уже определенной структуре пресса решение указанной задачи осуществляется путем составления нескольких вариантов конструкции пресса с конкретными значениями управляемых параметров. Составленные варианты конструкций пресса анализируются на предмет максимального приближения к оптимальному значению целевой функции в соответствии со значением управляемого параметра и принятых ограничений.

Параметрический анализ валкового пресса может выполняться и для одного варианта конструкции и для нескольких – многовариантный анализ.

Примером параметрического анализа может являться анализ соответствия энергосиловых характеристик процесса брикетирования – максимально допустимых усилия P и момента прессования M и требуемой мощности привода N реальным техническим характеристикам пресса. При этом должно соблюдаться условие получения брикетов с заданными характеристиками уплотнения (коэффициент уплотнения шихты Ky, плотность брикетов ρ_{br}) и производительности технологической линии брикетирования Q.

В данной задаче выделяются поддерживаемые и изменяемые параметры.

В соответствии с поставленной задачей поддерживаемыми параметрами являются:
- плотность брикетов ρ_{br};
- производительность пресса Q;
- усилие прессования P;
- момент прессования M;
- мощность N.

[2,3] Appendix 1

Исходными параметрами, которые могут корректироваться, являются:
- угол прессования α_{pr};
- насыпная плотность шихты ρ_{nas};
- сопротивление шихты сжатию $p = aKy^b$;
- коэффициенты трения f_1, f_2 и бокового давления ξ.

При этом насыпная плотность, сопротивление шихты сжатию, коэффициенты трения и бокового давления, в свою очередь, зависят от ряда физико-механических характеристик: размера и физико-механических свойств частиц, составляющих шихту, типа и количества связующего, которые относятся к иерархии более простого порядка.

Параметрический анализ пресса выступает в качестве дополнения к решению задачи параметрического синтеза.

В процессе параметрического анализа выполняется расчет значений поддерживаемых параметров для различных вариантов изменяемых параметров. Результаты расчета могут быть выведены в табличном и графическом виде.

Руководствуясь системным подходом, описанным в работе, проведены расчетно-аналитические исследования и разработан валковый пресс для производства композитных топливных брикетов.

Новый пресс скомпонован по модульному типу с использованием ряда унифицированных деталей и узлов из модельного ряда валковых прессов, разработанных в ИЧМ.

В данной конструкции пресса к таким унифицированным деталям и узлам, которые могут быть применены на еще нескольких модификациях прессов, относятся:
- сменные кольцевые бандажи валков;
- детали для крепления бандажей на ступицы валков;
- устройства для предохранения валков от перегрузок – демпфера механического типа;
- устройство для подачи и предварительного уплотнения шихты – подпрессовщик шнекового типа;
- линия привода пресса – электродвигатель, клиноременная передача, редуктор и зубчатая муфта.

В табл. 2. приведены основные технические характеристики пресса.

Применение такого пресса позволяет производить брикеты из следующих видов материалов и их смесей: торф, бурый уголь, гидролизный лигнин, угольные штыбы и шламы, технический углерод и т.п.

Также возможна добавка к основной шихтовке измельченного сырья растительного происхождения.

Данный пресс является базовой модификацией валковых прессов, оснащенных подпрессовщиком, предназначенной для брикетирования легковесных мелкофракционных материалов (насыпная плотность $\rho_{nas} \approx 200...600$ кг/м^3).

Работа пресса в зависимости от конкретных технологических условий может вестись с использованием подпрессовщика.

При необходимости возможен его быстрый демонтаж и работа в условиях гравитационной подачи шихты (как правило при $\rho_{nas} \geq 600$ кг/м^3) с использованием специального устройства регулирующего объем материала, подаваемого в межвалковое пространство.

В составе линии привода пресса и подпрессовщика предусмотрено использование преобразователей частоты Delta Electronics – VFD900CP43A-21 (пресс), VFD185C43A (подпрессовщик). Это обусловлено следующими соображениями.

В реальных производственных условиях, при изменении фракционного и компонентного состава шихт, для получения качественных брикетов и обеспечения работы пресса в границах его технических характеристик требуется согласование потока брикетируемого материала путем управления частотой вращения шнека подпрессовщика и валков пресса.

Для ряда шихт существует ограничение по скорости деформации, при которой возможно получение качественных брикетов.

Поэтому использование частотных преобразователей позволяет регулировать скорость деформации шихты и обеспечить требуемое силовое воздействие на уплотняемый материал.

В дальнейшем на базе данной машины будут разработаны ее модификации в которых предполагается использование:
- гидравлического устройства для предохранения валков пресса от перегрузок;
- оснащение, в зависимости от условий эксплуатации, электродвигателями во взрывозащищенном или общепромышленном исполнении;
- дооснащение пресса дополнительными комплектами бандажей с различной калибровкой прессующих поверхностей и сменными шнеками подпрессовщика с различным шагом витков, необходимых для оптимизации конкретных технологий брикетирования и т.п.

Таблица 2.[4]

Основные технические характеристики валкового брикетного пресса ПБВ-648/360-200П-19 для производства композитного твердого топлива.[5]

Тип пресса (Press type)	Валковый (Roller)
Усилие прессования максимальное, кН (Maximum pressing force, kN)	2000
Тип устройства предохранения валков от перегрузок (Pressurizing system)	Механическое (Mechanical)
Производительность, т/ч (Productivity, t/h)	≈3…17.5*
Максимальный момент прессования, кН×м (Maximum pressing torque, kN×m)	71
Диаметр валков, мм (Roll diameter, mm)	648
Ширина валков, мм (Roll width, mm)	360
Номинальная частота вращения валков, мин$^{-1}$ (Nominal roll speed, min^{-1})	7
Мощность электродвигателя привода пресса, кВт (Press drive motor power, kW)	75
Параметры формующих элементов/брикетов (Forming elements/briquettes parameters):	
- объем, см^3 (volume, cm^3)	19…21
- размеры, мм (dimensions, mm)	40,0x38,5x18,5
Тип подпрессовщика (Feeder type)	Шнековый (Screw)
Номинальный момент подпрессовщика, Н×м (Nominal screw torque, N×m)	1500
Номинальная частота вращения шнека, мин$^{-1}$ (Nominal screw speed, min^{-1})	90
Мощность привода подпрессовщика, кВт (Screw drive power, kW)	15
Габаритные размеры пресса, мм (Press overall dimensions, mm)	≈3715x2200x4300
Масса пресса, кг (Press weight, kg)	≈11000
Масса пресса с подпрессовщиком, кг (Press weight with feeder, kg)	≈12000

* Зависит от насыпной плотности шихты, частоты вращения валков, размеров и плотности брикетов (Depending on briquetting charge bulk density, rolls speed, briquettes size and density)

Проведен сравнительный анализ разработанной конструкции пресса с близкими по техническим характеристикам и назначению валковыми прессами других производителей:
- DH 400 (K.R. Komarek Inc., США);
- MS200 (Bepex, США);
- GY750-220 (Luoyang Zhongyuan Mining Machine Manufacture Co., Ltd., Китай).

Также для сравнения выбран кривошипно-шатунный штемпельный пресс Б9032, который является распространенной машиной для производства топливных брикетов из торфа и волокнистых материалов с насыпной плотностью от 200 до 600 кг/м^3.

Помимо анализа технических характеристик, для оценки конструкции пресса, по аналогии с критериями оценки металлургического оборудования [22] предложены параметры эффективности – удельное усилие прессования Pu, удельная энергоемкость Eu, удельная металлоемкость Gu:

$$Pu = P_{\max} / L_V ;\ Eu = N / Q ;\ Gu = m / Q , \quad (3)$$

где $P_{\max}$ – максимальное усилие прессования (технологическая нагрузка), кН;

L_V – ширина валков (прессующей поверхности), см;

N – мощность, потребляемая прессом, кВт;

Q – производительность пресса, т/ч;

m – масса пресса, т;

Технические характеристики и показатели эффективности анализируемых прессов приведены в табл. 3.

[4,5] Appendix 1

Таблица 3.[6]

Основные технические характеристики и показатели эффективности брикетных прессов[7]

Тип пресса (Press type)	Валковый (Roller)				Штем-пельный (Stamping)
Модель пресса (Press model)	ПБВ-648/360-200П-19	DH 400	MS200	GY750-200	Б9032
Диаметр валков, мм (Roll diameter, mm)	648	521	711	650	-
Ширина валков, мм (Roll width, mm)	360	102…508	550	205	-
Максимальное усилие прессования, кН (Maximum pressing force, kN)	2000	1780	2000	2200	1600
Мощность, кВт (Power, kW)	90.0	97.0	160.0	90.0	168.2
Производительность, т/час (Productivity, t/h)	3.0…17.5	4.5…18.0	10.0	4.0…6.5	4.0
Масса пресса, кг (Press weight, kg)	12000	14500	12000	19200	56000
Удельное усилие прессования *Pu*, кН/см (Specific pressing force, kN/cm)	55.0	26.0…130.0	36.4	107.0	44.0 (≈63.0*)
Удельная энергоемкость *Eu*, кВт×час/т (Specific energy consumption, kW×h/t)	5.1…30.0	5.4…21.6	16.0	13.9…22.5	42.1
Удельная металлоемкость *Gu*, т/(т×час) (Specific metal consumption t/t×h)	0.7…4.0	0.8…3.2	1.2	3.0…4.8	14.0

* – давление прессования в МПа (pressing pressure MPa).

Сравнительный анализ данных табл. 3 показывает следующее:

1. Значения силовых параметров (максимальное и удельное усилия прессования) и производительности соответствуют средним величинам этих показателей для аналогичных машин ведущих производителей и позволяют брикетировать широкий спектр материалов с малой (200…600 кг/м^3) и с высокой (≥600 кг/м^3) насыпной плотностью.
2. Соотношение массы пресса и его производительности показывает, что в сравнении с аналогичными валковыми машинами он имеет хорошие показатели, а в по отношению к штемпельным прессам имеет неоспоримое преимущество.
3. Разработанный пресс, при максимальном значении производительности (17.5 т/ч), имеет удельную энергоемкость 5.14 кВт×час/т. Это хороший показатель для валкового пресса и существенно лучший в сравнении со штемпельным. При этом следует учитывать, что существует значительное количество шихт, подверженных псевдоожижению в очаге деформации с ярко выраженным упругим последействием. В этом случае, для получения качественных брикетов приходится снижать частоту вращения шнека и валков. При этом наблюдается рост силовых параметров брикетирования и увеличение энергоемкости пресса, что для ряда технологий допустимо.

[6,7] Appendix 1

ВЫВОДЫ

В работе показана перспективность создания и внедрения технологий и оборудования для производства брикетированного композитного твердого топлива на базе вторичных техногенных энергетически ценных мелкофракционных материалов и растительной биомассы с использованием в качестве основного технологического агрегата валкового брикетного пресса.

Сформулирован и описан системный подход к применению структурно-параметрического синтеза и анализа к поиску рациональных конструктивных решений валковых прессов для производства топливных брикетов.

С использованием предложенного системного подхода разработана усовершенствованная модель валкового пресса для производства топливных брикетов, в том числе композитных из энергетически ценных мелкофракционных сырьевых материалов, имеющих малую насыпную плотность (200…600 кг/м^3).

В дальнейшем, предложенный в работе системный подход, будет использован для создания специализированного программного обеспечения для проектирования валковых прессов, которое может быть представлено в виде:

- самостоятельного экспертно-аналитического программного продукта;
- составной части экспертной системы для разработки технологий и оборудования для брикетирования;
- программного модуля в составе стандартных CAD-систем, используемых при проектировании прессового оборудования.

Создание такого программного обеспечения будет способствовать развитию и внедрению эффективного прессового оборудования и технологий для производства топливных брикетов из техногенных сырьевых материалов и растительного сырья, что позволит снизить негативную нагрузку на окружающую среду и расширить ресурсную базу энергетической отрасли.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

[1]**Fig. 1.** Обобщенная структура системного подхода к моделированию рациональной конструкции валкового пресса.

The generalized structure of a systematic approach to the modeling of a rational design of a roller press.

[2,3]**Table 1.** Вариант задания входных параметров конструкции валка брикетного пресса.

Option setting input parameters design roll briquette press.

[4,5]**Table 2.** Basic technical characteristics of roller briquette press ПБВ-648/360-200П-19 for composite solid fuel production.

[6,7]**Table 3.** Briquetting presses basic technical characteristics and efficiency indicators.

Литература (References)

[1] *Best Practices and Perspectives of Energy-Efficiency Technologies for Utilization of Low Rank Coal within APEC Economies*. Reports. SOM Steering Committee on Economic and Technical Cooperation (SCE), Energy Working Group (EWG)., 2013. p. 89. https://www.apec.org/Publications/2013/02/Best-Practices-and-Perspectives-of-EnergyEfficiency-Technologies-for-Utilization-of-Low-Rank-Coal-wi (accessed 12.08.2019.)

[2] Gabriel Borowski, Jan J. Hycnar, Utilization of fine coal waste as a fuel briquettes. *Inernational Journal of Coal Preparation and Utilization*, 2013, 33:194-204, p.194-204. DOI:10/1080/19392699.2013.787993.

[3] Popov V., Papin A., Ignatova A., Makarovskikh A. Composite fuel based on residue from tire and secondary polymer pyrolysis. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 43 (2016). 012065 doi:10.1088/1755-1315/43/1/012065.

[4] Rabinovich M.L. Lignin by-products of soviet hydrolysis industry: resources, characteristics, and utilization as a fuel. *Cellulose Chemistry and Technology*, 2014, vol. 48 no. 7–8, pp. 613–631.

[5] Kinoshita S., Yamamoto S., Deguchi T., Shigehisa T. Demonstration of upgraded brown coal (UBC) process by 600 tonnes/day plant. *KOBELCO Technology Review*, 2010, no. 29, pp.93-98.

[6] Bustan A., Arsyad M. Are Peat and Sawdust Truly Improve Quality of Briquettes as Fuel Alternative? *Journal of Sustainable Development*, 2017. vol. 10, no.5 pp.61-70.

[7] Stolarski M.J., Szczukowski S., Tworkowski J., Krzyzaniak M., Gulczynski P., Mleczek M. Comparison of quality and production cost of briquettes made from agricultural and forest origin biomass. *Renewable Energy*, 2013, vol. 57, pp.20-26.

Ganesh T., Vignesh P., Arun Kumar G. Refuse Derived Fuel to Electricity. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)* 2013, vol. 02, Issue 09, pp. 2930-2932. https://www.ijert.org/refuse-derived-fuel-to-electricity (accessed 12.08.2019.)

[8] Zarringhalam-Moghaddam A., Gholipour-Zanjani N., Dorosti S., Vaez M. Physical properties of solid fuel briquettes from bituminous coal waste and biomass. *Journal of Coal Science and Engineering*, 2011, vol.17 no. 4, pp. 434–438.

[9] Purohit P., Tripathi A.K., Kandpal T.C. Energetics of coal substitution by briquettes of agricultural residues. *Energy*, 2006, vol. 31, no. 8-9, pp. 1321-1331.

[10] Janewicz A., Kosturkiewicz B., Magdziarz A., Briquetting lignite-biomass blends to obtain composite solid fuels for combustion purposes. *2nd International Conference on the Sustainable Energy and Environmental Development*. IOP Publishing. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 214, 2019, 012053 doi:10.1088/1755-1315/214/1/012053.
[11] Borowski G. Possibilities of utilization of energy briquettes. *EEEIC International Conference on Environment and Electrical Engineering*, Karpacz, Poland, May 10-13, 2009. pp. 110-113.
[12] Srikant, Pimple et al. Roller Compaction Design and Critical Parameters in Drug Formulation and Development: Review. *International Journal of Pharm Tech Research*, 2014-2015, vol.7, No.1, pp 90-98.
[13] Dec R.T., Zavaliangos A., Cunningham J.C., Comparison of various modeling methods for analysis of powder compaction in roller press. *Powder Technology*, 2003, vol. 130, no. 1-3, pp.265–271. http://dx.doi.org/10.1016/S0032-5910(02)00203-6. (accessed 12.08.2019.)
[14] Reynolds G., Ingale R., Roberts R., Kothari S., Gururajan B. Practical application of roller compaction process modeling. *Computers & Chemical Engineering*, 2010, vol.34, no. 7, pp.1049–1057. http://dx.doi.org/10.1016/j.compchemeng.2010.03.004. (accessed 12.08.2019.)
[15] Guigon P., Simon O. Roll Press design – influence of force feed systems on compaction. *Powder Technology*, 2003, vol. 130, no. 1-3, pp. 41–48.
[16] Barnett T. Roll-press briquetting: Compacting fines to reduce waste-handling costs. *Powder and bulk engineering*, 2010, vol. 24, no. 10, pp. 1-6. :http://www.powderbulk.com/wp-content/uploads/pdf/pbe_201010_058.pdf. (accessed 12.08.2019.)
Hryniewicz M., Janewicz A. Badania i rozwój konstrukcji prasy walcowej [Research and development of roll press construction]. *Problemy Eksploatacji*, 2008, no. 3, pp. 143- 151. (In Polish).
[17] Noskov V. A. *Sozdaniye i vnedreniye pressovogo oborudovaniya dlya briketirovaniya melkofraktsionnykh metallurgicheskikh otkhodov*. Dis. dokt. tekhn. nauk [Creation and introduction of press equipment for briquetting of small fraction metallurgical wastes. Dr. tech. sci. diss.]. Dnepropetrovsk, 2001. 318 p. (In Russian).
[18] Maymur B.N., Petrenko V.I., Lebed' A.T. Sovershenstvovaniye konstruktsii i uluchsheniye ekspluatatsionnykh kharakteristik valkovykh briketnykh pressov [Improving the design and improving the performance characteristics of roller briquette presses] *Byul. nauchno-tekhnicheskoy i ekonomicheskoy informatsii Chernaya metallurgiya*, 2011, no. 12, pp. 67-71. (In Russian).
[19] Akimov S. V. Analiz problemy avtomatizatsii strukturno-parametricheskogo sinteza [Analysis of the problem of automation of structural-parametric synthesis] *Doklady TUSUR – Proceedings of TUSUR*, 2011, no. 2(24). part. 2, pp. 204–211. (In Russian).
[20] Rao S.S. *Engineering Optimization: Theory and Practice*. Fourth Edition. John Wiley and Sons, 2009. 813 p. https://doi.org/10.1002/9780470549124 (accessed 12.08.2019.)
[21] Saaty, T.L. and Vargas, L.G. *Decision Making with the Analytic Network Process: Economic, Political, Social and Technological Applications with Benefits, Opportunities, Costs and Risks*. New York: Springer, 2013. 370p.
[22] Grebenik V.M., Gordiyenko A.V., Tsapko V.K. *Povysheniye nadezhnosti metallurgicheskogo oborudovaniya* [Improving the reliability of metallurgical equipment]. Moscow, Metallurgiya, 1988. 688 p.

Сведения об авторе.

Баюл Константин Васильевич, кандидат технических наук, Институт черной металлургии им. З.И. Некрасова Национальной академии наук Украины. Область научных интересов: оптимальный синтез машин и механизмов, исследование технологических и энергосиловых параметров, надежности и ресурса эксплуатации механического оборудования, разработка технологий и оборудования для брикетирования мелкофракционных сырьевых материалов.
E-mail: baiulkonstantin@gmail.com

Estimation of Biogas Yield and Electricity Output during Cattle Manure Fermentation and Adding Vegetable Oil Sediment as a Co-substrate

Polischuk V. N., Titova L. L., Shvorov S. A.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Kyiv, Ukraine
Gunchenko Y. A.
Odessa I. I. Mechnikov National University
Odessa, Ukraine

Abstract. The aim of this work is to increase the output of biogas and electricity power generation in biogas plants through the use of stimulating supplements in the form of vegetable oil sediment in the transition from periodic to quasi-continuous loading of the methane tank. To achieve this goal, the following tasks were solved: the biogas yield from cattle manure was defined at various temperature conditions with periodic loading of the methane tank; biogas yield was estimated during the cattle manure fermentation with the added vegetable oil sediment, using a mathematical, biogas yield was predicted for permanent loading of the methane tank. The research was carried out at the laboratory plant consisting of a methane tank useful volume of 30 liters and the gasholder of the wet type. The biogas yield was recorded for lifting of the cylinder-gauge is a wet gasholder with attached to it a scale, calibrated in centimeters. The biogas is burned on a gas stove. Calorific value of biogas was determined by its elemental composition, which was recorded by the gas analyzer. The most important results are according to the experimental researches of biogas in periodic mode, boot using this model provided prediction of biogas yield for quasi-continuous loading of the methane tank. As a result of experimental studies, it was established that during manure milling, the maximum yield of biogas was observed at 3-8 days of fermentation, and then it gradually decreased. When adding to the substrate 1.3% vegetable oil sediment the biogas yield increases and reaches a maximum value for 20 days and then it gradually decreased. The significance of the research results is that the use of vegetable oil sediment as co-substrate will allow almost three times increasing the yield of biogas and electricity generation, to reduce the payback period of a biogas plant with a capacity of 4 MW when using a green tariff to 5.1 years.
Keywords: biogas, substrate, cattle manure, vegetable oil sediment, dry matter, methane tank, biogas plant, methane fermentation.
DOI: 10.5281/zenodo.3367054

Estimarea producției de biogaz și energie electrică în timpul fermentării băligarului vitelor cornute mari la adăugarea scamei ca co-substrat

[1]Polishchuk V.N., [1]Titova L.L., [1]Shvorov S.A., [2]Gunchenko Yu.A.
[1]Universitatea Națională de Științe ale Vieții și Mediului din Ucraina, Kiev, Ucraina
[2]Universitatea Națională din Odessa numită după I. I. Mechnikov, Odessa, Ucraina

Rezumat. Scopul lucrării constă în crește producția de biogaz și electricitate prin utilizarea unui aditiv stimulant sub formă de scamă în regim de încărcare continua a digestiilor. S-a determinat cota producerii biogazului din baligarul vitelor cornute mari la diferite temperaturi la încărcarea periodică a metantancului și cu adaugerea scamei cu utilizarea soft-ului MATLAB Simulink pentru prognozarea producerii biogazului la încărcarea continuă a băligarului. Noutatea constă în faptul că, experimental s-a determinat producția biogazului la încărcare periodică, iar modelul matematic propus asigură prognoza producției biogazului la încărcarea continuu a digesterului. S-a constatat că, odată cu mono-digestia gunoiului de grajd, randamentul maxim se observă pentru 3-8 zile de fermentare, după care scade treptat. La adaugarea a 1,3% la substrat a scamei ieșirea biogazului crește și atinge valoarea maximă la a 20-ea zi după care scade treptat. Randamentul de ieșire a biogazului a fost studiat într-o instalație de biogaz de laborator cu un digester de 30 de litri și un rezervor de gaz de tip "umed". Metantancul a fost încărcat la cota 75% din volum la mono-fermentarea băligarului de vite cornute mari și cu cota de 50% din volum la fermentrea adausului din băligar și scamă cu concentrația de 1.3%. Substratul era format din 40% băligar și 60% apă. Încărcarea substratului a fost efectuată în mod periodic. S-a demonstrate, că utilizarea scamei ca cosubstrat la încărcarea periodică aproape va triplă producția de biogaz și electricitate a unei instalații de biogaz de 4 MW și rambursarea investiției la tariful verde în 5.1 ani.
***Cuvinte-cheie*:** biogaz, substrat, gunoi de grajd pentru bovine, sedimentului de uleiul vegetal, materie uscată, uzină de biogaz, fermentație de metan.

© Полищук В.Н., Титова Л.Л.,
Шворов С.А., Гунченко Ю.А., 2019

Оценка выхода биогаза и электроэнергии при моносбраживании навоза крупного рогатого скота и при добавлении фуза в качестве косубстрата

Полищук Виктор Николаевич, Титова Людмила Леонидовна, Шворов Сергей Андреевич
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Киев, Украина
Гунченко Юрий Александрович
Одесский национальный университет имени И. И. Мечникова
Одесса, Украина

Аннотация. Целью работы является повышение выхода биогаза и выработки электроэнергии на биогазовых установках за счет использования стимулирующей добавки в виде фуза при переходе от периодической к квазинепрерывной загрузке метантенка. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи: определялся выход биогаза из навоза крупного рогатого скота при различных температурных режимах с периодической загрузкой метантенка; оценивался выход биогаза при сбраживании навоза крупного рогатого скота с добавлением фуза; с помощью математической модели прогнозировался выход биогаза для квазинепрерывной загрузке метантенка. Исследования проводились на лабораторной биогазовой установке, состоящей из метантенка полезным объемом 30 л и газгольдера мокрого типа. Выход биогаза фиксировался по поднятию цилиндра-уровнемера мокрого газгольдера с помощью закрепленной на нем шкалы, отградуированной в сантиметрах. Биогаз сжигался на газовой плите. Теплота сгорания биогаза определялась по его элементному составу, который фиксировался газоанализатором. Наиболее важными результатами являются следующие: по данным экспериментальных исследований выхода биогаза при периодическом режиме загрузки с использованием данной модели обеспечивается прогнозирование выхода биогаза для квазинепрерывной загрузки метантенка. В результате экспериментальных исследований установлено, что при моносбраживании навоза максимальный выход биогаза наблюдается на 3-8 сутки брожения, после чего постепенно уменьшается. При добавлении к субстрату 1.3% фуза выход биогаза увеличивается и достигает максимального значения на 20 сутки, после чего плавно уменьшается. Значимость результатов исследований состоит в том, что использование фуза в качестве косубстрата позволит почти в три раза увеличить выход биогаза и выработку электроэнергии, снизить срок окупаемости биогазовой установки мощностью 4 МВт при использовании "зеленого" тарифа до 5.1 года.

***Ключевые слова*:** биогаз, субстрат, навоз крупного рогатого скота, фуз, сухое вещество, метантенк, биогазовая установка, метановое брожение.

LIST OF ABBREVIATIONS

ЛЖК – летучие жирные кислоты; СВ – сухое вещество; СОВ – сухое органическое вещество; ХПК – химическое потребление кислорода; VS – летучее твердое вещество.

Введение

Навоз крупного рогатого скота (КРС) часто используется для получения биогаза. Это доступный субстрат, который уже содержит в своем составе метанобразующие бактерии, что улучшает процесс метаногенеза. Субстраты из навоза КРС имеют идеальные показатели (pH, соотношение азота и углерода и др.) для жизнедеятельности сообщества метанобразующих бактерий. Вместе с тем, вследствие наличия в навозе большого количества сырой клетчатки, выход биогаза при его сбраживании относительно низкий.

I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для увеличения выхода биогаза практикуется совместное сбраживание навоза КРС с сельскохозяйственным сырьем: зеленой массой и силосом травы, кукурузы, ее смесью с подсолнечником. Вместе с тем, это сырье можно использовать в качестве корма для сельскохозяйственных животных и продуктов питания для человека. Поэтому для улучшения выхода биогаза из навоза желательно использовать более дешевое сырье – отходы производств, при этом уменьшаются затраты на их утилизацию.

II. АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В работе [1] утверждается, что выход биогаза из навоза животных составляет 450 $м^3$/кг·VS, что значительно меньше по сравнению с выходом биогаза при сбраживании кукурузного силоса (650 $м^3$/кг·VS) или пищевых отходов (660 $м^3$/кг·VS). Меньший выход биогаза при сбраживании навоза КРС по сравнению с кукурузным силосом подтверждено также в работе [2]. В месте с тем, выход биогаза при сбраживании навоза

КРС (0.31 $м^3$/кг·VS), как утверждается в работе [3], выше по сравнению со сбраживанием пищевых отходов (0.17 $м^3$/кг·VS), а в [4] – по сравнению с птичьим пометом и соломой (0.034, 0.030 и 0.142 $м^3$/кг соответственно). При этом содержание метана в биогазе составляет 60% и 62% и 74% соответственно. В работе [5] оптимальный pH для сбраживания навоза КРС определен 7.0, температура процесса – 37°C. Предварительная термическая обработка навоза уменьшала выход биогаза, механическая обработка на выход биогаза влияет не систематически. В работах [6], [7] проведена оценка сбраживания коровьего навоза при температуре 35°C. Было обнаружено, что производство биогаза превышало 0.3 $м^3$/кг DM. Содержание метана в биогазе составляло около 60% после 6 дней ферментации.

Наилучшие показатели производства биогаза, как отмечается в [8], фиксировались при температуре брожения 39.5°C, а в работе [9] – 45°C, со средним выходом метана 166 л/кг·VS, что на 12.8% и 9.6% выше, чем при 37°C и 55°C. В работе [10] описано исследование состава метаногенного сообщества в метантенке при меза - (35-37°C) и термофильном (55-57°C) режимах. В течение всего термофильного режима наблюдалось количество бактериальных клеток в 6.25 раз больше, чем количество археальных, тогда как отношение количества клеток в мезофильном процессе варьировалось от 0.2 до 8.5. Это говорит о том, что термофильный процесс более стабилен, но также о том, что относительное обилие между бактериями и археями может варьироваться без серьезного влияния на производство биогаза. Как отмечается в [11], изменение условий сбраживания с мезофильных (T=35°C) до термофильных (T=55°C) приводит к увеличению выхода биогаза с 0.18-0.29 $м^3/м^3$·сутки до 0.39-0.96 $м^3/м^3$·сутки. В работе [12] отмечается, что при увеличении органической нагрузки до 7.3 кг ХПК/$м^3$·сутки в мезофильном режиме (37°C), произошло уменьшение выхода биогаза, чего не наблюдается в термофильном режиме (55°C). Сбраживание жироотходов исследовалось в работе [13], где описаны результаты совместного сбраживания навоза свиней и фуза от производства оливкового масла при мезофильном режиме (37°C) с выходом метана, который варьировался от 150.9 л/кг VS за сутки до 274.3 л/кг VS за сутки. В работе [14] приведены результаты сбраживания навоза свиней и отходов растительного масла при этой же температуре с выходом биогаза от 0.16 $дм^3$/г VS до 0.32 $дм^3$/г VS. В работе [15] отмечается, что чрезмерное добавление жиров к субстрату на начальной стадии снижало метаногенную активность, однако в дальнейшем производство биогаза увеличилось на 21.7%. В исследовании [16] указано, что при загрузке метантенка в 2.0 г·VS/л в сутки добавление 5% жира вызвало прекращения брожения, тогда как при добавлении 4.0 г·VS/л в сутки процесс оставался стабильным в течение 10 дней до накопления ЛЖК, что вызвало снижение pH и, таким образом, уменьшало выработку биогаза. Добавление NaOH для реактивации реакторов только улучшало значение pH, но не оказывало существенного влияния на производство биогаза и концентрацию ЛЖК. Эффективное решение было достигнуто путем рециркуляции 50% дигестата реакторов, что привело к увеличению выхода биогаза и стабильной работе реакторов. Максимально допустимые загрузки жира с жироуловителя при сбраживании совместно с навозом КРС отходов, как указано в [17], составили 23%. При этом выход биогаза был на 67% больше, чем при сбраживании только отходов. Смешивание пищевых отходов и жира с жироуловителя при содержании липидов 55% и их загрузке 1.61 г/л сутки, в работе [18] было доказано целесообразным, при этом максимальный выход метана увеличился на 68%, в сравнении с моносбраживанием пищевых отходов. Соотношение жиров и пищевых отходов 50:50, при содержании 85% липидов и 15% белка, как указано в [19], дало высокий выход метана – 1040 мл/ч VS (против 118 мл/ч VS при моносбраживании пищевых отходов). В работе [20] установлено, что при гипертермофильном режиме (70°C) добавление 60% жиров в навоз КРС значительно увеличивает максимальное производство метана в 673.1±14.0 мл по сравнению с 316.4±14.3 мл метана при моносбраживании навоза КРС. Поскольку моносбраживание растительного масла тормозит анаэробную деградацию, в работе [21] описаны результаты смешивания его со

свиным навозом. Выход метана составлял 0.3-м^3/кг VS при равном смешивании компонентов и 0.22 м^3/кг VS при трехкратном преимуществе в добавлении навоза.

Итак, из анализа предыдущих исследований следует, что выход биогаза из навоза КРС в разных источниках оценивался в разных единицах, что усложняет систематизацию: от 287 до 450 м^3/кг VS за сутки, 0.31 м^3/кг, 0.3 м^3/кг·СВ, 58.6 м^3/т, коэффициент выхода метана от 0.13 до 0.20 л/час ХПК, а с добавлением жироотходов – от 150.9 до 274.3 л/кг·VS за сутки, от 0.16 дм^3/г·VS до 0.32 дм^3/г VS, 0.22-0.3 м^3/кг·VS, 1040 мл/г VS. Средний выход метана при сбраживании чистого навоза КРС составляет 55-60%. Отмечается, что чрезмерное добавление жиров к субстрату на начальной стадии ингибировало метаногенную активность, однако в дальнейшем производство биогаза увеличилось на 21.7%. Улучшению выхода биогаза способствует рециркуляция 50% дигестата реакторов. В исследованиях отмечается увеличение выхода биогаза при добавлении до 23% жира к субстрату. В некоторых исследованиях указывается, что оптимальная температура субстрата при сбраживании должна составлять 39.5°C или 45°C, но большинство исследователей выражают мнение, что выход биогаза в термофильном режиме выше, чем в мезофильном режиме. Анализ проведенных исследований показывает, что требуется дальнейшее изучение вопросов интенсификации выхода биогаза и выработки электроэнергии на основе сбраживания навоза КРС со стимулирующими добавками. При этом в рассмотренных выше работах оценка выхода биогаза осуществлялась только по данным экспериментальных исследований, что требует значительных временных и стоимостных затрат, особенно при периодической загрузке субстратов. Хотя в настоящем времени большое количество современных биогазовых установок работает в системе с квазинепрерывной (постепенной) загрузкой. Одним из подходов к устранению указанных недостатков является применение математических моделей прогнозирования выхода биогаза при переходе от периодической к квазинепрерывной загрузке метантенка.

Целью работы является повышение выхода биогаза и выработки электроэнергии из навоза КРС за счет добавления стимулирующей добавки в виде фуза при переходе от периодической к квазинепрерывной загрузке метантенка. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: определить выход биогаза из навоза КРС при различных температурных режимах с периодической загрузкой метантенка; оценить выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза, с помощью математического моделирования спрогнозировать выход биогаза и выработку электроэнергии для квазинепрерывной загрузки метантенка.

III. МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследования проводились на лабораторной биогазовой установке, состоящей из метантенка полезным объемом 30 л и мокрого газгольдера (рис. 1). Метантенк I состоит из внешнего и внутреннего корпусов, между которыми помещается водяная рубашка с электронагревателем. Водяная рубашка служит для передачи тепла субстрату, который размещается во внутреннем корпусе. Свежий субстрат подается в активную зону метантенка через трубу, которая доходит почти до дна. Поэтому свежий субстрат подается в нижнюю часть активной зоны метантенка, тем самым вытесняя отработанный дигестат через трубу, которая размещена на уровне границы субстрата и биогаза. Для неизменности микрофлоры комплекса метанообразующих бактерий при заправке метантенка необходимо сохранить в нем не менее 1/3 отработанного дигестата для наличия в нем маточной культуры бактерий. Для слива всего дигестата при техническом обслуживании метантенка служит труба, расположенная в нижней конусной части ферментатора. Выход биогаза фиксируется по поднятию цилиндра-уровнемера мокрого газгольдера с помощью, закрепленной на нем шкалы, отградуированной в сантиметрах. Биогаз сжигается на газовой плите, нагревая при этом воду в измерителе теплотворности. При необходимости его можно сбросить в атмосферу.

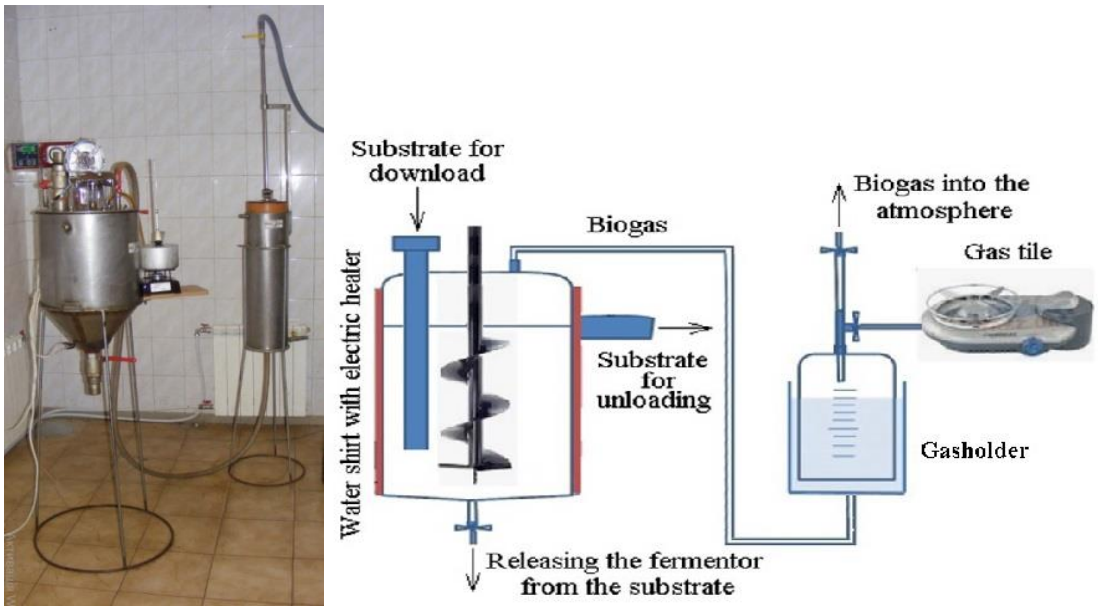


Рис.1. Лабораторная биогазовая установка. [1]

Режим загрузки субстрата в метантенк – периодический. Субстрат готовится путем смешивания отмеренного количества навоза КРС с водой. В некоторых опытах к навозу КРС добавлялся фуз. Метантенк заполнен субстратом на 3/4. При закладке нового опыта меняется не более 1/3 объема субстрата для сохранения сообщества метаногенов. Выход биогаза фиксируется по поднятию цилиндра мокрого газгольдера с помощью закрепленной на нем шкалы, отградуированной в сантиметрах.

В большинстве литературных источников выход биогаза из субстрата оценивается в л/кг СОВ. Поэтому чтобы можно было сравнивать полученные результаты с данными из литературных источников, переведем их в размерность л/(час·кг СОВ). Для этого определяется масса СВ субстрата, который загружается в метантенк, за уравнением:

$$M_{DMs} = \frac{M_s \cdot DM}{100}, \qquad (1)$$

где M_{DMs} – масса СВ субстрата, кг; M_s – масса субстрата, кг; DM – содержание СВ в субстрате, %.

После этого определяется масса СОВ субстрата, который загружается в метантенк, за уравнением:

$$M_{DOMs} = \frac{M_{DMs} \cdot DOM_{DM}}{100}, \qquad (2)$$

где M_{DOMs} – масса СОВ субстрата, кг; DOM_{DM} – содержание СОВ в СВ субстрата, %.

Если известно процентное содержание СОВ в субстрате, то масса СОВ субстрата, который загружается в метантенке, определяется за уравнением:

$$M_{DOMs} = \frac{M_{DMs} \cdot DOM}{100}, \qquad (3)$$

где DOM – содержание СОВ в субстрате, %.

Тогда производительность метантенка по биогазу, отнесенная к содержанию в субстрате СОВ, определяется за уравнением:

$$q_{b/DOM} = 10^{-3} \cdot \frac{q_b}{M_{DOMs}}, \qquad (4)$$

где $q_{b/DOM}$ – производительность метантенка по биогазу, отнесенная к содержанию в субстрате СОВ, л/(час·кг СОВ); q_b – производительность метантенка по биогазу, см^3/час.

Относительная влажность субстрата, состоящего из нескольких компонентов, при известной относительной влажности этих компонентов определяется за уравнением:

[1] Appendix 1

$$W_s = \frac{m_1 \cdot W_1 + m_2 \cdot W_2 + ... + m_n \cdot W_n}{m_s}, \quad (5)$$

где W_s – относительная влажность многокомпонентного субстрата,%; W_1, W_2, W_n – относительная влажность 1-го, 2-го, n-го компонента субстрата, %; m_s – масса многокомпонентного субстрата, кг; m_1, m_2, m_n – масса 1-го, 2-го, n-го компонента субстрата, кг.

Теплота сгорания биогаза определяется его элементным составом за уравнением Менделеева:

$$Q = 128CO + 108H_2 + 234H_2S + \\ + 339CH_4 + 589C_nH_m, \quad (6)$$

где Q – низшая теплота сгорания биогаза, кДж/м^3; *CO, H₂, CH₄, CₙHₘ* – состав газообразного топлива, проценты по объему при нормальных условиях (0°C, давление 760 мм.рт.ст.).

Элементный состав биогаза определяется газоанализатором GEM-500.

В некоторых случаях теплота сгорания определялась экспресс-методом энергией, затраченной на нагрев стандартного объема воды.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Исследование выхода биогаза при сбраживании навоза КРС. В метантенк загружалась порция субстрата весом 8.5 кг, который состоял из 3.5 кг навоза КРС и 5.0 кг воды.

В твердой фракции навоза КРС содержится 16.4% СВ, из которых около 80% СОВ.

Тогда масса СВ субстрата с уравнения 1 составляет:

$$M_{DMs} = \frac{3{,}5 \cdot 16{,}5}{100} = 0{,}587 \text{ кг}, \quad (7)$$

а масса СОВ субстрата с уравнения 3:

$$M_{DOMs} = \frac{0{,}587 \cdot 80}{100} = 0{,}462 \text{ кг}, \quad (8)$$

Относительная влажность твердой фракции навоза КРС составляет 84%, воды – 100%. Относительная влажность такого двухкомпонентного субстрата составляет:

$$W_s = \frac{3{,}5 \cdot 84 + 5{,}0 \cdot 100}{8{,}5} = 93{,}4\% . \quad (9)$$

Температурный режим метантенка при исследовании устанавливался как 40°C, 45°C, 50°C и 55°C, то есть исследования осуществлялись в мезофильном и термофильном режимах. Они проводились в трех повторах. Результаты исследований представлены на рис. 2.

Установлено, что на всех температурных режимах наблюдается типичный для периодической загрузки метантенка процесс брожения, который включает лаг-фазу (фазу привыкания), логарифмическую фазу, стационарную фазу и фазу отмирания бактерий.

Однако при большей температуре брожения время логарифмической фазы и начальной стадии фазы отмирания уменьшается, что обеспечивает интенсификацию брожения.

Стационарная фаза очень короткая, ее даже трудно выделить. При уменьшении температуры брожения участки, отвечающие логарифмической фазе и начальной стадии фазы отмирания, становятся более пологими, а стационарную фазу легче выделить.

Конечная стадия фазы отмирания для всех исследований продолжалась в течение большого промежутка времени и с окончанием опытов не была завершена. Лаг-фаза наблюдалась только при температуре брожения 55°C в первой повторности.

Генерирование биогаза при этом происходило неравномерно: в логарифмической фазе оно росло, в короткой стационарной фазе было равномерным и в фазе отмирания снижалось.

Такой тип генерации биогаза характерен для любого температурного режима метантенка при периодическом способе его загрузки.

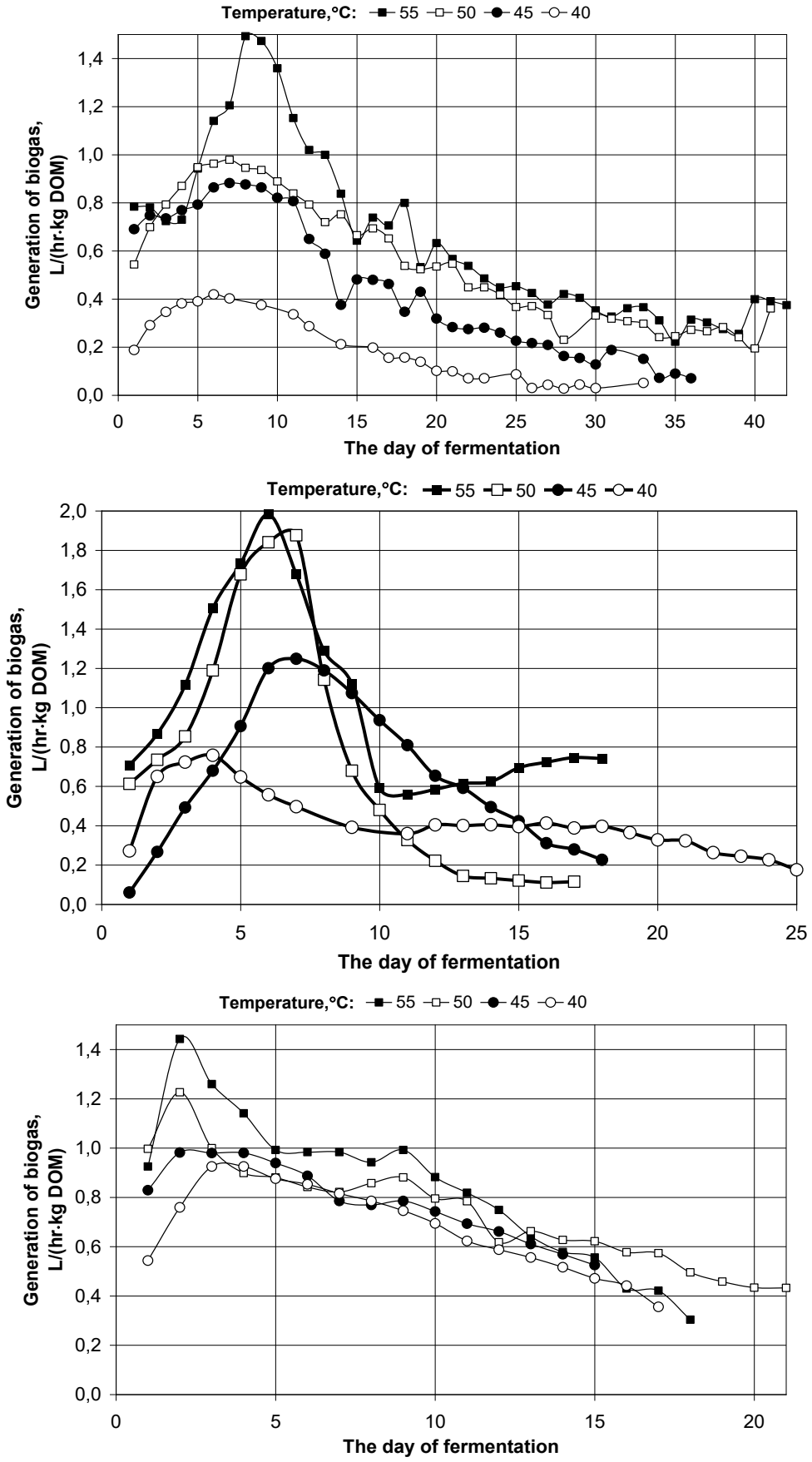


Рис.2. Динамика выхода биогаза при сбраживании навоза КРС для различных температурных режимов метантенка: 1– первый повтор; 2– второй повтор; 3– третий повтор. [2]

[2]Appendix 1

Поскольку фаза отмирания длится очень долго и характеризуется низким выходом биогаза, целесообразно останавливать цикл брожения на 5-6 сутки после начала фазы отмирания. То есть весь цикл брожения (рациональный цикл брожения) при этом будет продолжаться 13-14 суток.

Максимальный выход биогаза при сбраживании навоза КРС наведен в табл. 1.

Таблица 1 [3]

Максимальный выход биогаза при сбраживании навоза КРС

Температура сбраживания, °С	Максимальный выход биогаза, л/(час·кг СОВ)			
	Повтор 1	Повтор 2	Повтор 3	Среднее
40	0.419	0.788	0.925	0.701
45	0.882	1.248	0.982	1.037
50	0.979	1.876	1.226	1.360
55	1.493	1.982	1.443	1.639

Зависимость среднего максимального выхода биогаза от температуры брожения приведена на рис. 3. Коэффициент пересчета с размерности выхода биогаза л/(час·кг СОВ) в размерность л/(час·кг) – 18.398 кг/кг СОВ.

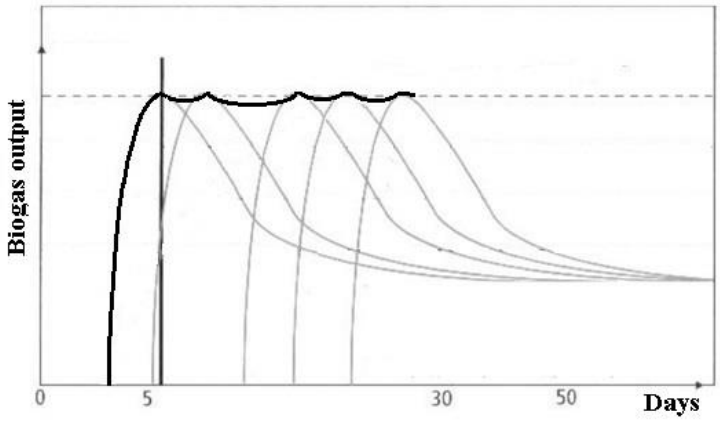


Рис.3. Схема моделирования выхода биогаза при постепенной (непрерывной) загрузке метантенка на основе данных выхода биогаза при периодической загрузке метантенка, рисунок доработанный из [22, Fig. 2.5]. [4]

На практике на действующих биогазовых установках периодический режим загрузки метантенка применяется редко, чаще используется квазинепрерывний режим загрузки, когда субстрат в метантенк загружается малыми порциями через определенный промежуток времени (как правило, около 1 ч.). При этом выход биогаза достигает максимального значения от того, какой может быть получен при периодической системе загрузки, и держится на таком уровне в течение всего времени работы биогазовой установки (рис. 3). Поэтому на основе опытов при периодической системе загрузки метантенка можно смоделировать выход биогаза при квазинепрерывной системе загрузки. При этом он будет близок к максимальному выходу биогаза при периодической системе загрузки. Математическая модель, описывающая во времени процессы развития метанобразующих бактерий (C), концентрацию питательных веществ в субстрате (S) и генерирования биогаза (V) будет иметь вид:

$$\begin{cases} \dfrac{dC}{dt} = \left(\dfrac{\mu_m \cdot S}{a+S} - \dfrac{\mu_d \cdot b}{b+S} - p \right) \cdot C, \\ \dfrac{dS}{dt} = \delta \cdot (S_0 - S) - \left(\alpha \cdot \mu_m \cdot C + \dfrac{\beta \cdot S \cdot \mu_m}{a+S} \cdot C + \dfrac{k}{\rho_{\text{á}}} \cdot \dfrac{dV}{dt} \right), \\ \dfrac{dV}{dt} = \gamma \cdot S, \end{cases} \quad (10)$$

где C – концентрация бактерий, кг/м^3; S – концентрация питательных веществ в субстрате, кг/м^3; V – выход биогаза, м^3/м^3; μ_m, μ_d – максимально возможные

[3,4] Appendix 1

относительные скорости прироста и отмирания бактерий, сутки$^{-1}$; α, β – безразмерные коэффициенты усвоения субстрата; p – относительная скорость поступления субстрата, сутки$^{-1}$; γ – коэффициент скорости преобразования питательных веществ субстрата в биогаз, м^6/кг; a – константа, численно равная такой концентрации вещества, при которой скорость роста достигает половины предельной, кг/м^3; b – эмпирический коэффициент, кг/м^3; dV/dt – изменение выхода биогаза во времени, м^3/(м^3·сутки).

Начальными условиями для решения системы дифференциальных уравнений являются:

– начальная концентрация биомассы метанобразующих бактерий C_0 в метантенке – 1 кг/м^3;

– начальная концентрация питательных веществ в субстрате S_0 определялась из результатов экспериментальных исследований: в метантенк рабочим объемом 30 л загружалось 8.5 кг субстрата, в т.ч. 3.5 кг гноя КРС і 5 кг воды; следовательно, $S_0 = 3.5/(30 \cdot 1000) = 115$ кг/м^3;

– начальный выход биогаза V_0 – 0 м^3/м^3.

Было проведено имитационное моделирование процесса генерации биогаза, который описывает система дифференциальных уравнений 10. Плотность биогаза в системе уравнений 10 определяется по уравнению:

$$\rho_\delta = \frac{\sum \rho_k \cdot A_k}{\sum A_k} \qquad (11)$$

Если биогаз состоит из 60% метана и 40% углекислого газа, то его плотность за уравнением 11 будет составлять:

$$\rho_\delta = \frac{0{,}7 \cdot 60 + 1{,}98 \cdot 40}{60 + 40} = 1.212 \text{ кг/м}^3.$$

С учетом того, что с 1 г уксусной кислоты образуется 0.27 г метана, коэффициент преобразования питательных веществ субстрата в биогаз принимается как $k = 0.27$.

В случае периодической загрузки метантенка относительная скорость поступления субстрата $p = 0$ суток$^{-1}$.

Имитационная модель уравнение 10 предполагает выход биогаза в размерности м^3/кг, тогда как в результате экспериментальных исследований нами получены зависимости выхода биогаза с размерностью л/(час·кг СОВ).

Для приведения результатов экспериментальных исследований к размерности имитационной модели, значения с размерностью л/(час·кг СОВ) делились на $100 \cdot K$, где K – коэффициент пересчета выхода биогаза из размерности л/(час·кг СОВ) в размерность л/(час·кг). Для моносбраживания навоза КРС $K = 18.398$ кг/кг СОВ, для совместного сбраживания навоза КРС с 1.3% фуза – 15.828 кг/кг СОВ.

Путем подбора параметров μ_m, μ_d, a, b, α, β, γ добивались того, чтобы имитационная модель была наиболее близка к зависимости выхода биогаза во времени, полученного экспериментальным путем.

При имитационном моделировании всех субстратов принималось, что коэффициенты принимали значения $\alpha = 10^{-9}$, $\beta = 25$, $b = 0.01$ кг/м^3, $a = 14$ кг/м^3. Коэффициенты μ_m, μ_d и γ определялись путем подбора и сравнения данных имитационного моделирования с экспериментальными данными до получения возможно более высокого коэффициента детерминации R^2.

Коэффициенты имитационной модели выхода биогаза при моносбраживании навоза КРС для различных температур брожения приведены в табл. 2.

Таблица 2 [5]

Коэффициенты имитационной модели выхода биогаза при моносбраживании навоза КРС для различных температур брожения

№	Температура брожения, °С	Коэффициенты полинома				R^2
		b_3	b_2	b_1	b_0	
1	55	-	-0,6696	35,843	-28,8	0,998
2	50	-	-0,6823	31,554	-20,9	0,9978
3	45	-0,074	1,4677	12,453	1,3	0,9999
4	40	-0,0258	0,3325	14,27	-7,7	0,9998

5 Appendix 1

Коэффициенты μ_m, μ_d и γ в табл. 2 описываются полиномами Ньютона второго порядка:

$$\mu_m = -0.0001 \cdot t^2 + 0.0021 \cdot t + 0.4765$$

при R^2=0.9993; (13)

$$\mu_d = -0.00006 \cdot t^2 + 0.003 \cdot t + 0.075$$

при R^2=0.9930; (14)

$$\gamma = -3 \cdot 10^{-9} \cdot t^2 + 9.47 \cdot 10^{-7} \cdot t + 2.5 \cdot 10^{-5}$$

при R^2=0.9994. (15)

Коэффициенты имитационной модели выхода биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза при температуре брожения 40°С имеют значения: $\mu_m = 0.114$ суток$^{-1}$, $\mu_d = 0.034$ суток$^{-1}$, $\gamma = 0.000023$ м^6/кг.

Поскольку коэффициенты детерминации имитационной модели выхода биогаза при моносбраживании навоза КРС и сбраживании навоза КРС с добавлением фуза, приближаются к единице, то они достаточно точно отражают экспериментальные данные.

При проверке по критерию Фишера установлена значимость коэффициента детерминации.

Смоделированный выход биогаза при сбраживании навоза КРС для квазинепрерывной системы загрузки метантенка приведен на рис. 4.

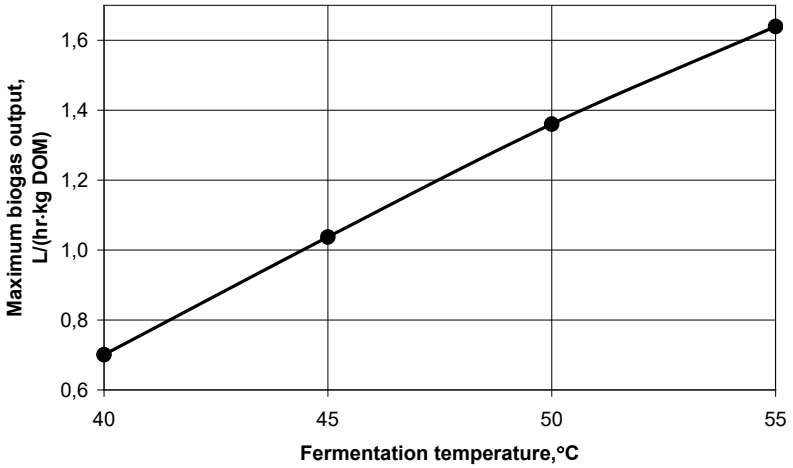


Рис.4. Смоделированный выход биогаза при сбраживании навоза КРС для квазинепрерывной системы загрузки метантенка. [6]

Смоделированный выход биогаза при сбраживании навоза КРС для квазинепрерыввной системы загрузки метантенка аппроксимируется линейной функцией:

$$q_{bmoo} = 0.0628 \cdot T - 1.8, \text{ при } R^2=0.9982 \quad (16)$$

где $q_{b\,\mathrm{mod}}$ – смоделированный выход биогаза для постепенной системы загрузки метантенка, л/кг СОР; T – температура брожения,°С.

Коэффициент детерминации аппроксимированной линейной функции (16), описывающий смоделированный выход биогаза при сбраживании навоза КРС при квазинепрерывной системе загрузки метантенка, приближается к единице, что говорит о том, что полученное уравнение регрессии достаточно точно отражает экспериментальные данные.

Еще одной характеристикой метанового сбраживания сырья в метантенке является накопленный (кумулятивный) выход биогаза. Среднее значение кумулятивного выхода биогаза при сбраживании навоза КРС в пределах одного температурного режима приведено на рис. 5.

С рис. 5 можно сравнить средний кумулятивный выход биогаза для различных температурных режимов метантенка. Так, за 14 суток брожения средний кумулятивный выход биогаза при температуре брожения 55°С составляет 336 л/кг СОВ, при температуре брожения 50°С – 283 л/кг СОВ, 45°С – 257 л/кг СОВ, 40°С – 184 л/кг СОВ. Приведенные результаты экспериментальных

[6] Appendix 1

исследований близки к значениям, указанным в литературных источниках, уточняя их в зависимости от температурного режима.

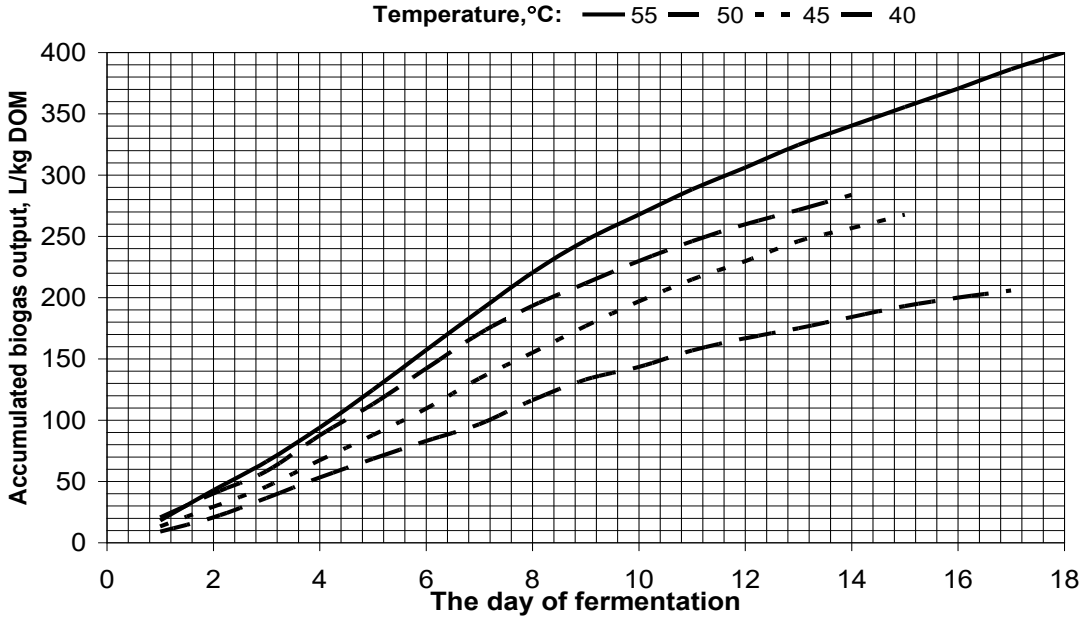


Рис.5. Средний кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС. [7]

Средний кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС аппроксимируется полиномом Ньютона:

$$q_{bcum} = b_n \cdot t^n + b_{n-1} \cdot t^{n-1} + b_1 \cdot t + b_0, \qquad (17)$$

где q_{bcum} – средний кумулятивный выход биогаза, л/кг СОР; t – время брожения, суток; b – коэффициенты полинома; n – степень полинома.

Коэффициенты полинома, описывающие средний кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС приведены в табл. 3.

Таблица 3 [8]

Коэффициенты полинома, описывающие средний кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС

№	Температура брожения, °С	Коэффициенты полинома				R^2
		b_3	b_2	b_1	b_0	
1	55	-	-0.6696	35.843	-28.8	0.998
2	50	-	-0.6823	31.554	-20.9	0.9978
3	45	-0.074	1.4677	12.453	1.3	0.9999
4	40	-0.0258	0.3325	14.27	-7.7	0.9998

Коэффициенты детерминации аппроксимированных кривых с коэффициентами, приведенными в табл. 4, приближаются к единице, что говорит о том, что полученные уравнения регрессии достаточно точно отражают экспериментальные данные. При проверке по критерию Фишера установлена значимость коэффициента детерминации. Проверка по критерию Стьюдента показала, что все коэффициенты полиномов уравнение 17 значимы.

Содержание метана в биогазе составило 50.4%, углекислого газа – 49.6%. Низшая теплота сгорания биогаза, определенная за уравнением 6, составляла $Q_н = 1339 \cdot 50.4 = 17.1$ МДж/м^3.

Исследования выхода биогаза при добавлении фуза к навозу КРС.

Масляным фузом называется баковый отстой, выделяемый из масла при его хранении, который состоит из фосфолипидов,

[7,8]Appendix 1

масла, влаги и примесей белкового характера.

При экспериментальном исследовании выхода биогаза при сбраживании навоза КРС к субстрату, который состоял из 1.5 кг навоза КРС и 2.25 кг воды, добавлялось 50 мл фуза. Коэффициент загрузки метантенка составлял 0.5. При добавлении новой порции субстрата переброженный субстрат менялся наполовину (коэффициент опорожнения – 0.5). Температурный режим метантенка при исследовании составлял 40°C.

Масса СОВ субстрата на основе навоза КРС с добавлением фуза составляет 0.24 кг, относительная влажность – 92.6%. При этом содержание фуза в субстрате составляет 1.3%. Результаты исследований представлены на рис. 6.

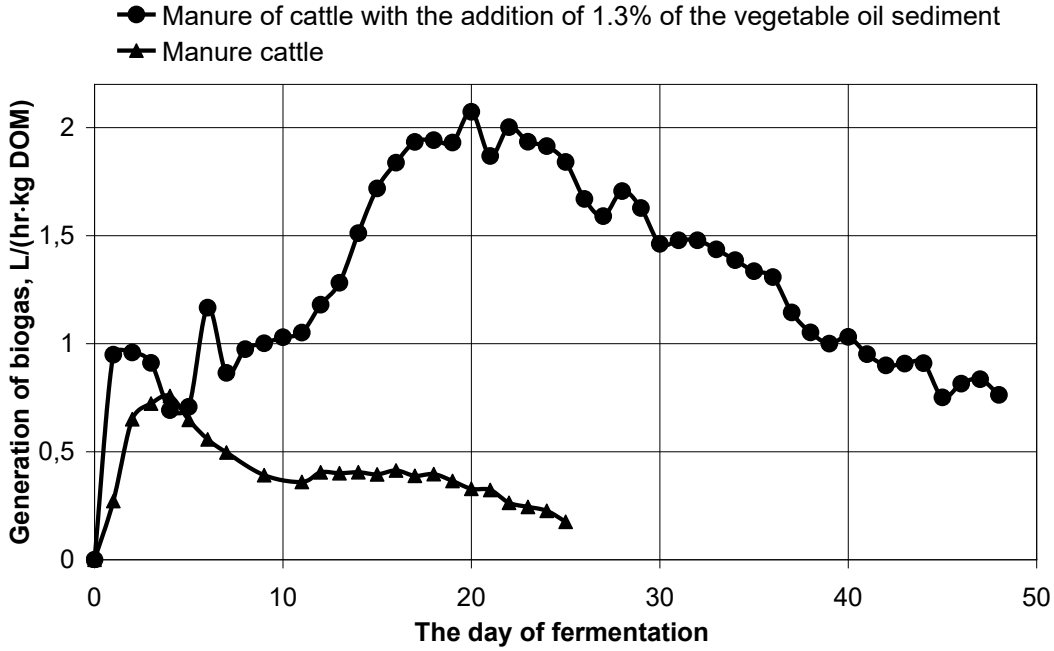


Рис.6. Динамика выхода биогаза при сбраживании навоза КРС с добавление фуза при температуре брожения 40°C. [9]

Из рис. 6 видно, что при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза характерна диауксия (наличие двух максимумов выхода биогаза). Первый пик выхода биогаза сравнительно небольшой, второй пик выхода биогаза в два раза больше первого и растягивается на гораздо большее время. Однако появление второго пика наблюдается только на 20 сутки брожения.

Максимальный выход биогаза (постоянный при постепенной загрузке метантенка) составляет 2.073 л/(час·кг СОВ), который однако наступает лишь на 20 сутки брожения. Коэффициент пересчета из размерности выхода биогаза л/(час·кг СОВ) в размерность л/(час·кг) – 15.828 кг/кг СОР.

Кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза приведен на рис. 7. На этом же рисунке для сравнения приведены кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС. Из рис. 7 видно, что на 11 сутки брожения кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза составляет 273.6 л/кг СОВ и почти в три раза больше, чем кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС без добавления косубстрата (99.2 л/кг СОВ). На 33 сутки брожения кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза в 7.5 раза выше по сравнению с кумулятивным выходом биогаза при сбраживании навоза КРС без добавления косубстрата (1140.5 л/кг СОВ против 150.2 л/кг СОВ). На 48 сутки брожения кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза доходит до 1504.1 л/кг СОВ.

Накопленный выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением 1.3% фуза к содержимому субстрата при температуре брожения 40°C аппроксимируется полиномом уравнение 17 с коэффициентами, приведенными в табл. 4.

[8] Appendix 1

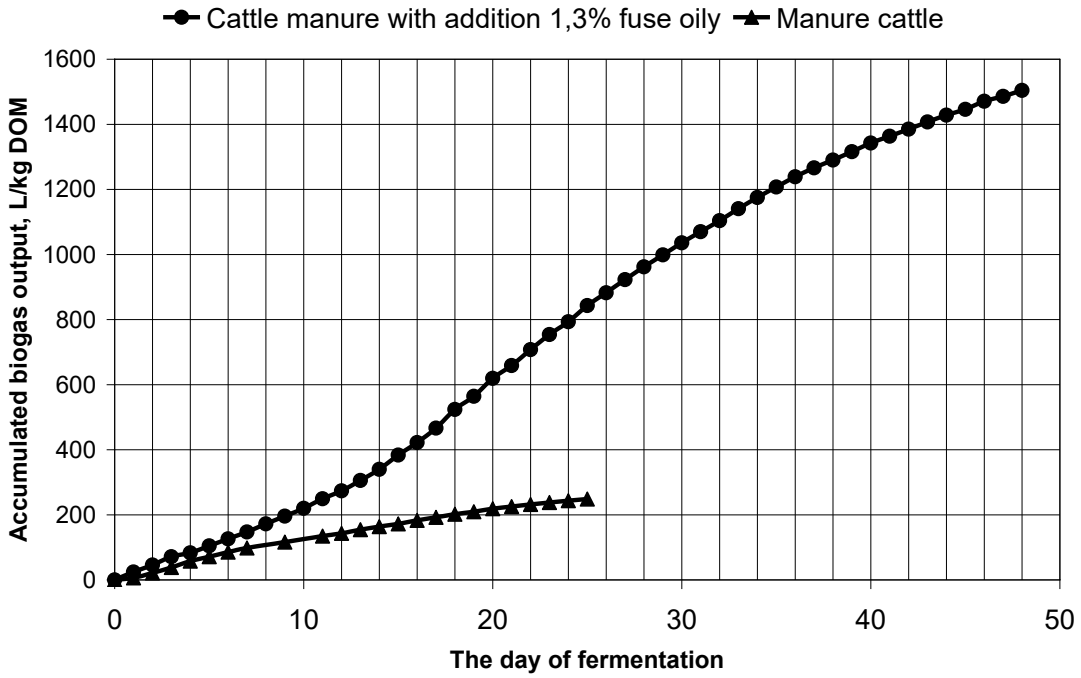


Рис.7. Сравнение кумулятивных выходов биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза и без использования косубстрата при температуре брожения 40°С. [9]

Таблица 4 [10]

Коэффициенты полинома, описывающнго средний кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением 1.3% фуза при температуре брожения 40°С

Коэффициенты полинома					R^2
b_4	b_3	b_2	b_1	b_0	
0.00029	-0.0488	2.3136	-0.044	33.8	0,9994

Коэффициент детерминации аппроксимированной кривой уравнение 17 с коэффициентами полинома, приведенные в табл. 5, приближается к единице, что говорит о том, что полученное уравнение регрессии достаточно точно отражает экспериментальные данные.

При проверке по критерию Фишера установлена значимость коэффициента детерминации. Проверка по критерию Стьюдента показала, что все коэффициенты $b_0 - b_3$ полинома уравнение 17, табл. 5, значимые, а коэффициент b_4 ненадежный.

Однако удаление коэффициента b_4 приведет к изменению направления аппроксимированной кривой на конечном промежутке времени брожения, что может дать неверные результаты при дальнейшем прогнозировании.

Новизна работы заключается в том, что по данным экспериментальных исследований выхода биогаза при периодическом режиме загрузки обеспечивается прогнозирование выхода биогаза для квазинепрерывной загрузки метантенка.

При сбраживании навоза с фермы на 1000 голов КРС (из них 500 дойных коров) суточный выход биогаза составит 10.6 тыс. м^3. При этом срок окупаемости биогазовой установки в составе двух метантенков объемом по 2500 м^3 (один из которых выступает в роли дображивателя, где вырабатывается до 20% биогаза) при цене электроэнергии, полученной из биогаза по "зеленому" тарифу, 0.145 $/кВт·час, составляет 10.1 года. При добавление к субстрату на основе навоза КРС фуза из близлежащего завода по переработке масличных семян, суточный выход биогаза увеличится до 31.2 тыс. м^3, а срок окупаемости биогазовой установки мощностью 6.7 МВт при использовании «зеленого» тарифа сократится до 5.1 года (рис. 8).

[9,10] Appendix 1

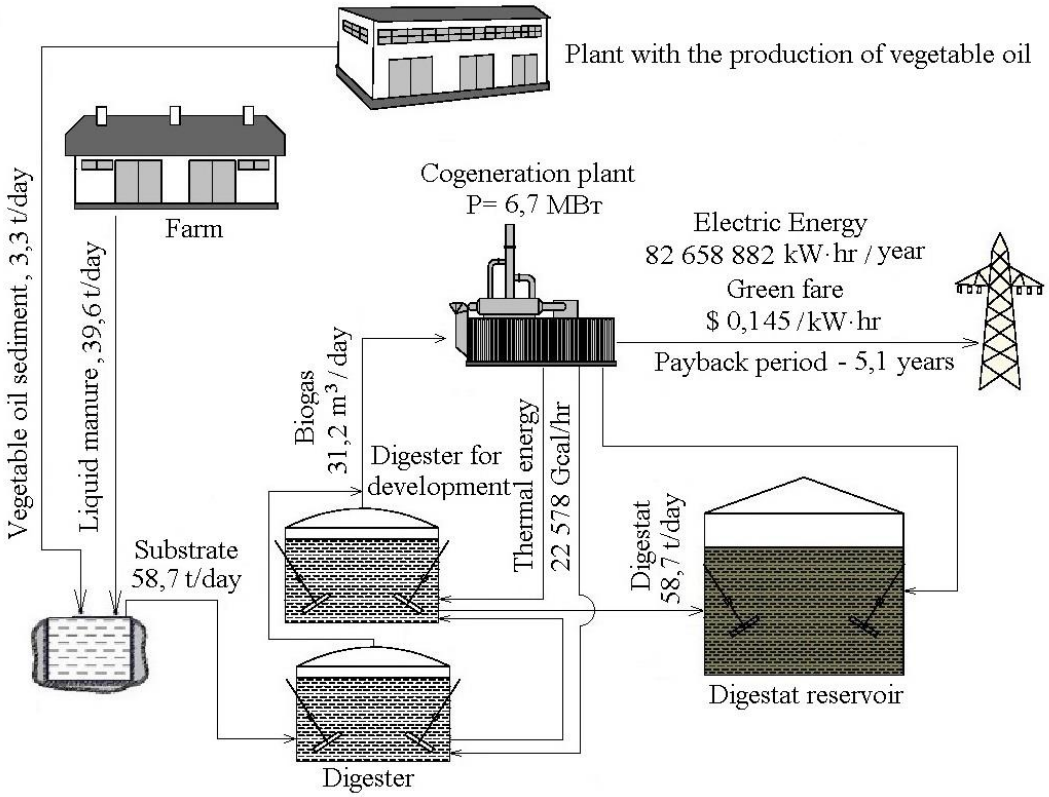


Рис.8. Схема производства биогаза с навоза ВРХ и фуза с выработкой тепловой и электрической энергии. [11]

V. ВЫВОДЫ

1. Выход биогаза при сбраживании субстрата на основе навоза КРС зависит от температуры брожения. При увеличении температуры брожения выход биогаза увеличивается. Так, за 14 суток брожения средний кумулятивный выход биогаза при температуре брожения 55°С составляет 336 л/кг СОВ, при температуре брожения 50°С – 283 л/кг СОВ, 45°С – 257 л/кг СОВ, 40°С – 184 л/кг СОВ.

2. При сбраживании субстрата на основе навоза КРС с добавлением фуза на 11 сутки брожения кумулятивный выход биогаза составляет 273.6 л/кг СОВ, что почти в три раза больше, чем при сбраживании навоза КРС без добавления косубстрата (99.2 л/кг СОВ). На 48 сутки брожения кумулятивный выход биогаза при сбраживании навоза КРС с добавлением фуза доходит до 1504.1 л/кг СОВ. Максимальный выход биогаза при периодическом режиме загрузки метантенка наступает на 20 сутки брожения, тогда как при моносбраживании навоза КРС – на 3-8 сутки.

3. Прогнозируемый выход биогаза при квазинепрерывной загрузке метантенка по результатам экспериментальных исследований выхода биогаза при периодическом режиме загрузки при добавлении к навозу КРС 1.3% фуза может вырасти до 2.073 л/(час·кг СОВ). Использование фуза в качестве косубстрата позволит почти в три раза увеличить выход биогаза и выработку электроэнергии.

4. При реализации нового методического подхода к прогнозированию выхода биогаза результаты расчетов показывают, что в ходе сбраживания навоза КРС с добавлением фуза суточный выход биогаза с фермы на 1000 голов КРС увеличивается до 31.2 тыс. м^3, а срок окупаемости биогазовой установки при использовании "зеленого" тарифа сократится до 5.1 года.

Appendix 1

[1]**Fig. 1.** Laboratory biogas plant.

[2]**Fig. 2.** Dynamics of biogas output during the fermentation of cattle manure for various temperature regimes of the digester: 1 – first repetition; 2 – second repeat; 3 – third repeat.

[3]**Fig. 3.** Scheme of biogas yield modeling with gradual (continuous) loading of the digester based on biogas yield data with periodic loading of the digester, the modified image from [22, Fig. 2.5].

[4]**Fig. 4.** Simulated biogas output during the fermentation of cattle manure for a quasicontinuous digester loading system.

[11]Appendix 1

[7]**Fig. 5.** The average accumulated yield of biogas during the fermentation of cattle manure.
[9]**Fig. 6.** Dynamics of biogas output during the fermentation of cattle manure with the addition of vegetable oil sediment at a fermentation temperature of 40°C.
[10]**Fig. 7.** Comparison of the accumulated output of biogas during the fermentation of cattle manure with the addition of vegetable oil sediment and without using co-substrate at a fermentation temperature of 40°C.
[11]**Fig. 8.** Biogas production scheme in the cattle manure fermentation with the added vegetable oil sediment with the generation of heat and electric energy.
[9]**Table 1.** The maximum yield of biogas.
[5]**Table 2.** Coefficients of a simulation model of biogas output during mono-digestion of cattle manure for various fermentation temperatures.
[8]**Table 3.** The coefficients of the polynomial describing the average accumulated output of biogas during the fermentation of cattle manure.
[10]**Table 4.** Polynomial coefficients describing the average accumulated output of biogas during the fermentation of a mixture of cattle manure with the addition of 1.3% vegetable oil sediment to the contents of the substrate at a fermentation temperature of 40°C.

References

[1] Lijo L., Gonzalez-Garcia S., Bacenetti J., Moreira M.T. The environmental effect of substituting energy crops for food waste as feedstock for biogasproduction. *Energy*, 2017, vol. 137. pp. 1130-1143. doi: 10.1016/j.energy.2017.04.137.

[2] Bilandzija N., Voca N., Kricka T., Jurisic V., Matin A. Biogas production on dairy farms: A Croatia case study. *Mljekarstvo*, 2013, vol. 63, no. 1. pp. 22-29. (WOS).

[3] Samuna I., Saeeda R., Abbasa M., Rehanb M., Nizami A.-S., Asam Z.-ul-Z. Assessment of bioenergy production from solid waste. *Energy Procedia*, 2017, vol. 142. pp. 655-660. doi: 10.1016/j.egypro.2017.12.108.

[4] Rahman K.M., Harder M.K., Woodard R. Energy yield potentials from the anaerobic digestion of common animal manure in Bangladesh. South African *Energy & Environment*, 2018, vol. 29, no. 8. pp. 1338-1353. doi: 10.1177/0958305X18776614.

[5] Guarino G., Di Cristofaro F., Carotenuto C., Morrone B., Minale M. Effect of thermal and mechanical pre-treatments on the CH4-H-2 production from water buffalo manure in different process conditions. Chemical *Engineering Transactions*, 2014, vol. 38. pp. 205-210. doi: 10.3303/CET1438035.

[6] Ren ZZ., Ning P., Jia LJ., Qu GF., Xiong XF., Feng H., Zhou C. Biogas production from cow manure in an experimental 20 m3 reactor with a jet mixing system. *Advanced Materials Research*, 2012, vol. 518-523. pp. 3290-3294. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.518-523.3290.

[7] Xiong XF., Jia LJ., Ning P., Qu GF., Zhou C. (2015). Jet mixing improving biogas production performance of mesophilic anaerobic fermentation with cow manure. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, vol. 31. pp. 222-227. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.19.031.

[8] Sumardiono S., Matin H.H.A., Widiasa I.N., Budiyono B. Optimization of total solid (TS), temperature, and rumen fluid content during biogas production from cattle manure using response surface methodology. *Advanced Science Letters*, 2018, vol. 24, no. 12. pp. 9791-9793. doi: 10.1166/asl.2018.13142.

[9] Hupfauf S., Plattner P., Wagner A.O., Kaufmann R., Insam H., Podmirseg S.M. Temperature shapes the microbiota in anaerobic digestion and drives efficiency to a maximum at 45 degrees C. *Bioresource Technology*, 2018, vol. 269. pp. 309-318. doi: 10.1016/j.biortech.2018.08.106.

[10] Yu D., Kurola J.M., Lahde K., Kymalainen M., Sinkkonen A., Romantschuk M. Biogas production and methanogenic archaeal community in mesophilic and thermophilic anaerobic co-digestion processes. *Journal of Enviromental Management*, 2014, vol. 143. pp. 54-60. doi: 10.1016/j.jenvman.2014.04.025.

[11] Kerroum D., Mossaab B.LHassen M.A. Production of bio-energy from organic waste: effect of temperature and substrate composition. *International Journal of Energy Research*, 2014, vol. 38, no. 2. pp. 270-276. doi: 10.1002/er.3044.

[12] Hu Y., Kobayashi T., Qi WK., Oshibe H., Xu K.-Q. Effect of temperature and organic loading rate on siphon-driven self-agitated anaerobic digestion performance for food waste treatment. *Waste Management*, 2018, vol. 74. pp. 150-157. doi: 10.1016/j.wasman.2017.12.016.

[13] Orive M., Cebrian M., Zufia J. Techno-economic anaerobic co-digestion feasibility study for two-phase olive oil mill pomace and pig slurry. *Renewable Energy*, 2016, vol. 97. pp. 532-540. doi: 10.17159/sajs.2016/20160013.

[14] Grosser A., Worwag M., Neczaj E., Grobelak A. Semi-continuous anaerobic co-digestion of mixed sewage sludge and waste fats of vegetable origin. *Rocznik Ochorona Srodowiska*, 2013, vol. 15. no. 3. 2108-2125. (WOS).

[15] Kurade M.B., Saha S., Salama E., Patil S.M., Govindwar S.P., Jeon B.H., Acetoclastic methanogenesis led by Methanosarcina in anaerobic co-digestion of fats, oil and grease for enhanced production of methane. *Bioresource Technology*, 2019, vol. 272. pp. 351-359. doi: 10.1016/j.biortech.2018.10.047.

[16] Awe O.W., Lu J.X., Wu S.B., Zhao Y.Q., Nzihou A., Lyczko N., Minh D.P. Effect of oil content on biogas production, process performance and stability of food waste anaerobic digestion. *Waste And Biomass Valorization*, 2018, vol. 9, no. 12. SI. pp. 2295-2306. doi: 10.1007/s12649-017-0179-4.

[17] Razaviarani V., Buchanan I.D., Malik S., Katalambula H. Pilot-scale anaerobic co-digestion of municipal wastewater sludge with restaurant grease trap waste. *Journal of Enviromental Management*, 2013, vol. 123. pp. 26-33. doi: 10.1016/j.jenvman.2013.03.021.

[18] Wu L.J., Kobayashi T., Kuramochi H., Li Y.Y., Xu K.Q., Lv Y.K. High loading anaerobic co-digestion of food waste and grease trap waste: Determination of the limit and lipid/long chain fatty acid conversion. *Chemical Engineering Journal*, 2018, vol. 338. pp. 422-431. doi: 10.1016/j.cej.2018.01.041.

[19] Ohemeng-Ntiamoah J., Datta T. Evaluating analytical methods for the characterization of lipids, proteins and carbohydrates in organic substrates for anaerobic co-digestion. *Bioresource Technology*, 2018, vol. 247. pp. 697-704. doi: 10.1016/j.biortech.2017.09.154.

[20] Alqaralleh R.M., Kennedy K., Delatolla R., Sartaj M. Thermophilic and hyper-thermophilic co-digestion of waste activated sludge and fat, oil and grease: Evaluating and modeling methane production. *Journal of Environmental Management*, 2016, vol. 183. pp. 551-561. doi: 10.1016/j.jenvman.2016.09.003.

[21] Hidalgo D., Martin-Marroquin J.M., Sastre E. Single-phase and two-Phase anaerobic co-digestion of residues from the treatment process of waste vegetable oil and pig manure. *Bioenergy Research*, 2014, vol. 7, no. 2. pp. 670-680. doi: 10.1007/s12155-013-9396-2.

[22] Schulz H. Biogas-Praxis: Grundlagen, Planung, Anlagenbau, Wirtschaftlichkeit, Beispiele, 1996, Freiburg, Germany: Ökobuch, p. 187.

Information about authors.

Polischuk Viktor Nikolaevich. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Department of Occupational Safety and Environmental Engineering, candidate of technical sciences, associate professor. Main field of research: technologies and technical means of production biofuels.
E-mail: polischuk.v.m@gmail.com

Shvorov Sergey Andreevich. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Department of Automation and Robotic Systems named after academician I.I. Martynenko, doctor of technical sciences, professor. Main field of research: the creation of robotic systems for the collection and processing of organic raw materials.
E-mail: sosdok@i.ua

Titova Liudmyla Leonidivna. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Department of Mechanical and Technology, candidate of technical sciences, associate professor. Main field of research: technologies and technical means of production biofuels.
E-mail: L_titova@nubip.edu.ua

Gunchenko Yurii Alexandrovich. Odessa I.I. Mechnikov National University, Department of Mathematical Support of Computer Systems, Department of the system software and technologies of distance learning, doctor of technical sciences, professor. Main field of research: AC and DC power systems, specialized and unconventional computing systems, low-level microcontroller programming.
E-mail: gunchenko@onu.edu.ua

Research of Lightning Protection Systems of Wind Power Plant

[1]Potapenko A.N., [2]Kumar Udaya, [3]Shtifanov A.I., [1]Soldatenkov A.S.
[1]Belgorod State Technology University n.a. V.G. Shukhov, Belgorod, Russia
[2]Indian Institute of Science (IISc), Bangalore, India
[3]Belgorod National Research University, Belgorod, Russia

***Abstract*.** The work is dedicated to the study of the influence of the wind turbine lightning protection system on the possibility of a lightning strike to the lightning rod, to the protected object and to the surface of the earth. The aim of the work is to study atmospheric electric fields for a complex object: a wind turbine, a thundercloud and a surface of the earth, in two versions - with and without a lightning protection system. This goal is achieved by constructing a mathematical model based on the Laplace equation of elliptic type and boundary conditions for calculating the electric flow function. Computational experiments over a wind turbine carried out in two basic configurations: using a rod-type lightning protection system and without it. The most significant result of the work is a mathematical model with boundary conditions that determines the rigid boundaries of the object of study and constant values at the free and symmetric boundaries for calculating the electric flow function, the method of finding the specific distribution of the lines of the flow function along the boundaries of the studied wind power installation, and the results of computational experiments. As a result, it was found that the applied numerical calculation method allows analyzing the features of the atmospheric electrostatic field near the pointed peaks. The proposed mathematical model makes it possible increasing of the efficiency of lightning protection of a power plant and can be used to simulate other objects using a rod type of lightning protection.
***Keywords*:** mathematical modeling, lightning protection; wind turbine; computational experiment; lines of electric force, electrostatic field.
DOI: 10.5281/zenodo.3367052

Studiul sistemelor de protecție împotriva trăsnetului a centralelor eoliene

[1]Potapenko A.N., [2]Kumar U., [3]Shtifanov A.I., [1]Soldatenkov A.S.
[1] Universitatea Tehnologică de Stat din Belgorod V. G. Shukhov, Belgorod, Rusia
[2] Institutul Indian de Știință, Bangalore, India
[3] Universitatea Națională de Stat de Cercetare din Belgorod, Belgorod, Rusia

Rezumat. Lucrarea este dedicată studierii efectului sistemului de protecție împotriva trăsnetului a unei clădiri înalte amplasate separat, folosind exemplul unei turbine eoliene privind posibilitatea unui fulger în zonele caracteristice: tija circuitului de trăsnet, obiect protejat și suprafața pământului. Scopul lucrării este modelarea matematică a câmpurilor electrice atmosferice pentru o turbină eoliană pentru două cazuri: turnul este dotat cu paratrăsnet și fără paratresnet. Simularea se bazează pe un calcul numeric al fluxului intensității câmpului electrostatic și are ca obiectiv estimarea eficienței sistemului de protecție împotriva loviturii de trăsnet și a probabilității unui accident condiționat de lovitura de trîsnet. Obiectivul este atins prin construirea unui model matematic bazat pe ecuația Laplace de tip eliptic și anumite condiții de delimitare pentru calcularea funcției fluxului electric. Calculele au fost realizate pentru două configurații de bază - cu și fără un sistem de protecție de tip tijă. Lungimea tijei terminalului a fost variabilă. Noutatea lucrării este determinată de modelul matematic și condițiile de limită propuse propus, cu anumite condiții de delimitare pentru calcularea funcției debitului electric, metoda determinării distribuției specifice a liniilor funcției fluxului la interfața instalației eoliene cu mediul și rezultatele calculului. S-au determinat dependențele evoluției probabilității loviturii de trăsnet în tijă în funcție de lungimea terminalului tijei și a probabilității loviturii fulgerului în turbina eoliană. Modelul matematic permite analiza câmpului electric din apropierea vârfurilor ascuțite a tijelor, suprafața solilui, sporirea eficienței protecției împotriva trăsnetului a centralei eoliene și poate fi utilizat pentru modelarea altor obiecte, care folosec tipul de tijă de protecție împotriva trăsnetului.
***Cuvinte-cheie*:** modelare matematică, protecție împotriva trăsnetului, instalație energetică eoliană, experiment numeric de calcul, linii de câmp, câmp electrostatic.

© Потапенко А.Н., Кумар У.,
Штифанов А.И., Солдатенков А.С.,
2019

Исследование системы молниезащиты ветроэнергетической установки

[1]Потапенко А.Н., [2]Кумар У., [3]Штифанов А.И., [1]Солдатенков А.С.

[1]Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, Белгород, Россия

[2]Индийский институт науки, Бангалор, Индия

[3]Белгородский государственный национальный исследовательский университет, Белгород, Россия

Аннотация. Работа посвящена исследованию влияния системы молниезащиты отдельно стоящего высотного сооружения на примере ветроэнергетической установки на возможность удара молнии в характерные зоны: стержень молниеприемника, защищаемый объект и поверхность земли. Целью работы является исследование атмосферных электрических полей для комплексного объекта: ветровая турбина, грозовое облако и поверхность земли, в двух вариантах – с применением системы молниезащиты и без нее. цель достигается за счет построения математической модели на основе уравнения Лапласа эллиптического типа и граничных условий для вычисления электрической функции потока. Проведены вычислительные эксперименты для установки в двух базовых конфигурациях – с применением системы молниезащиты стержневого типа и без неё, причем в конфигурации с применением системы молниезащиты варьировалась длина стержня молниеприемника. Наиболее существенным результатом работы является математическая модель с граничными условиями, которые определяют жесткие границы объекта исследования и константные значения на свободной и симметричной границах для вычисления электрической функции потока, методика нахождения удельного распределения линий функции потока вдоль границ исследуемой ветроэнергетической установки и результаты вычислительных экспериментов. В результате были найдены две зависимости в функции от длины стержня: первая - зависимость изменения количества эквипотенциальных линий функции потока, попадающих в стержень молниеприемника, и вторая - зависимость изменения количества эквипотенциальных линий эквипотенциальных линий функции потока, попадающих в ветровую турбину. Значимость полученных результатов состоит в определении эффективной длины молниеприемника для исследуемого объекта. Предложенная математическая модель позволяет анализировать атмосферное электростатическое поле вблизи остроконечных пиков и на поверхности земли рядом с защищаемым объектом, а также может быть применена для моделирования других объектов, использующих стержневой тип молниезащиты.

Ключевые слова: математическое моделирование, молниезащита, ветроэнергетическая установка, вычислительный эксперимент, силовые линии поля, электростатическое поле.

ВВЕДЕНИЕ

Исследованию физики разряда молний и различных систем защиты от удара молний посвящено большое количество работ, из которых можно выделить [1, 2], где рассматриваются вопросы классификации основных математических моделей, включая современные методы и методики расчета систем молниезащит.

В работах [3-7] авторами предлагаются нелинейные математические модели для исследования процессов образования молнии, встречного движения нисходящего лидера молнии и восходящего лидерного разряда. Например, в работе [4] представлены подходы к исследованию опор линий электропередач с учетом рельефа местности, в которой авторы представляют каналы разряда некоторым семейством линий в пространстве между грозовым облаком и объектами на поверхности земли, не учитывая возможность разветвления разряда молнии.

Развитием математических моделей, учитывающих разветвление молнии и пригодных для исследования реального атмосферного электричества, являются, например, фрактальные подходы, представленные в [8].

В работе [9] представлен анализ различных эмпирических зависимостей и упрощенных методов организации защиты от молнии.

Однако рассмотренные подходы являются частными случаями и не предполагают количественного обобщения, что в целом не позволяет применять их на практике для строений и сооружений, значительно распределенных как по высоте, так и по площади [10].

Исследования, основанные на методе удельного распределения линий функций потока в области моделирования для сложных и распределенных объектов, представлены в работах [11, 12].

Известно, что два семейства кривых в потенциальном поле пересекаются под прямым углом и их уравнения, например, для плоской задачи имеют вид:

$$\begin{cases}\psi(x,y)=\text{const},\\ \chi(x,y)=\text{const}.\end{cases} \quad (1)$$

Из двух видов семейств (1) кривые, описываемые выражением $\psi(x,y)=\text{const}$ являются эквипотенциальными линиями, а соответственно ψ – потенциал. Тогда кривые $\chi(x,y)=\text{const}$ представляют собой силовые линии электростатического поля (сокращенно силовые линии), а функция χ – электрическая функция потока. Известно, что в двумерном пространстве в общем случае семейства (1) представляются в виде ортогональной криволинейной сетки [13].

Как и потенциал ψ, электрическая функция потока χ является относительной характеристикой поля, причём физический смысл имеет только разность её значений. Так как вектор напряженности поля E направлен по касательной к силовой линии (поверхности) электростатического поля, поэтому линейный поток напряженности поля через любой отрезок силовой линии равен нулю. Поэтому силовая линия поля характеризуются одним значением функции потока χ_i, причём каждая силовая линия в плоском или плоскопараллельном поле представляет собой соответственно линию или поверхность функции потока в виде $\chi(x,y)=\text{const}$.

Известно, что приращение потенциала $d\psi$ связано с нормальной составляющей напряженности поля зависимостью:

$$d\psi=-E_n dn\,. \quad (2)$$

Здесь знак минус означает, что падение ψ происходит в направлении силовой линии электростатического поля. Аналогично и для приращения $d\chi$:

$$d\chi=-E_n dl\,. \quad (3)$$

С учётом зависимостей (2) и (3), нормальная составляющая напряженности поля E_n определяется в виде:

$$\begin{cases}E_n=-d\psi/dn,\\ E_n=-d\chi/dl.\end{cases} \quad (4)$$

Следовательно, напряженность поля равна падению потенциала на единицу длины в направлении силовой линии или увеличению электрической функции потока на единицу длины в направлении эквипотенциали.

Для определения компонентов поля E_x и E_y с учётом (4) записываются зависимости вида:

$$\begin{cases}E_x=-\partial\psi/\partial x=-\partial\chi/\partial y,\\ E_y=-\partial\psi/\partial y=-\partial\chi/\partial x.\end{cases} \quad (5)$$

На комплексной плоскости соотношения (5) аналогичны уравнениям Коши–Римана. В работе [13] показано, что для представления полной картины электрического поля на основе функции потока χ и потенциальной функции ψ необходимо решить уравнение Лапласа с использованием ортогональной прямолинейной сетки.

Представленный в данной статье метод расчета может использоваться для различных схем молниезащиты объектов, в том числе ветровых турбин. Метод позволяет определять характеристики электростатического поля в заданной области на основе прикладных вычислительных экспериментов. В расчетах используется уравнение Лапласа относительно функции потока χ. В зависимости от функции χ или потенциала ψ, которые учитываются в краевой задаче, существуют различные формулировки граничных условий, связанных с уравнением Лапласа.

Применение метода удельного распределения линий функции потока χ позволяет, во-первых, расширить существующие методы и приемы, такие как метод скользящей сферы, метод защитного конуса, угол защиты и т.д. Во-вторых, он позволяет обеспечить переход от множества рассмотренных выше упрощенных подходов к математическому моделированию электростатического поля. Среди работ по молниезащите ветровых турбин следует отметить работу Le Pironnec [14], в которой рассматриваются различные инновационные технические решения. Указанная работа является основой для сравнительного анализа результатов расчета, полученных в рамках предлагаемого способа.

Цель работы: математическое моделирование атмосферных электрических полей для ветровой турбины, расположенной между грозовым облаком и поверхностью

земли, в двух случаях – с системой молниезащиты и без нее, основанное на численном расчете потока напряжённости электростатического поля; а также определение эффективности молниезащиты и объективной возможности удара молнии для ветряной турбины.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

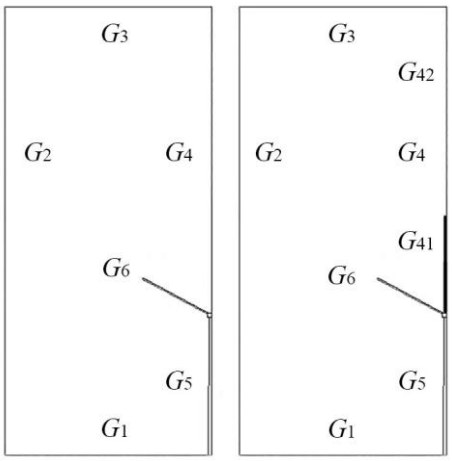
Общая постановка задачи. Электростатическое поле в области $D(x,y)$ для объекта Ω_0 (ветровая турбина в двух случаях – с приложенным молниеприемником и без него) определяется с учетом исходных данных Le Pironnec [14] и Soerensen [15]. За основу взята схема моделирования ветровой турбины с длиной лопасти ротора $L_0 = 60$ м. Для области $D(x,y)$, содержащей объект Ω_0, решается двумерная краевая задача. На рисунке 1 показана вычислительная схема, в которой одна из лопастей турбины лежит в нижней части оси, а две другие – в верхней части области $D(x,y)$ относительно оси симметрии. При этом сам молниеприемник считается имеющим цилиндрическую форму.

Сведение внешней краевой задачи к внутренней с минимальными погрешностями показано в работах [16, 17] на примере расчета трехмерной задачи. Такой подход может быть распространен и на объект Ω_0, который находится в центральной части области $D(x,y)$ относительно 2-х горизонтальных плоскостей: нижней частью облака и поверхностью земли. При этом боковые границы задаются условием $E_n = 0$, где E_n – напряженность электрического поля. В рамках вычислительного эксперимента предполагается, что границы области $D(x,y)$, представленные на рис. 1, следующие: G_1 – поверхность земли; G_5 – башня ветровой турбины; G_6 – лопасть ротора, соединенная с гондолой; G_3 – некоторая поверхность $\psi_{k0} = \text{const}$, которая вводится в расчётную область в качестве границы облака на основе [18]. При этом согласно данным [18, 19], для того, чтобы такая замена стала возможной, достаточно, чтобы область $\psi_{k0} = \text{const}$ находилась на высоте не менее 3-х высот башни ветровой турбины. С учётом симметрии электроэнергетического объекта границы G_2 и G_4 ограничивают область $D(x,y)$ по бокам.

Распределение функции потока χ для исходной краевой задачи определяется из уравнения Лапласа эллиптического типа в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 \chi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \chi}{\partial y^2} = 0, \quad (x,y) \in D(x,y). \qquad (6)$$

Вместе с тем необходимо заметить, что граничные условия для вычисления потока χ или потенциала ψ из уравнения Лапласа существенно различаются, т.к. отсутствует идентичность граничных условий. В дальнейшем на основе рассчитанного поля χ силовые линии определяются с некоторым заданным интервалом.



а) б)

Рис. 1. Схема моделирования расчетной области $D(x,y)$ с ветровой турбиной без применения молниеприемника (а) и с молниеприемником (б).[1]

Для первой задачи, содержащей ветровую турбину без применения молниеприемника (рис. 1, а), граничные условия определяются следующим образом:

- на границах G_1, G_3 области $D(x,y)$:

$$\frac{\partial \chi}{\partial n} = 0, \quad (x,y) \in G_1, G_3, \qquad (7)$$

- на границах турбины G_5 и G_6:

$$\frac{\partial \chi}{\partial n} = 0, \quad (x,y) \in G_5, G_6, \qquad (8)$$

[1] Appendix 1

- на границе G_2 области $D(x,y)$:

$$\chi(x,y)=\chi_0=\text{const},\quad (x,y)\in G_2, \tag{9}$$

- на границе G_4 области $D(x,y)$:

$$\chi(x,y)=0,\quad (x,y)\in G_4 \tag{10}$$

где $D(x,y)$ – исследуемая область, ограниченная G_1 – G_6; χ_0 – некоторая константа. Дифференцирование по нормали в граничных условиях (7) и (8) определяет жесткую границу области $D(x,y)$ на которой задается условие непротекания потока χ.

Для второй задачи, содержащей ветровую турбину с молниеприемником, расположенном на гондоле (рис. 1, б), вместо условия (10) добавляются следующие граничные условия:

- на нижней части G_4, т.е. на границе G_{41}, где находится молниеприемник:

$$\frac{\partial\chi}{\partial n}=0,\quad (x,y)\in G_{41} \tag{11}$$

- на оставшейся части границы G_4 выше молниеприемника (на G_{42}):

$$\chi(x,y)=0,\quad (x,y)\in G_{42}. \tag{12}$$

Таким образом, для первой краевой задачи, содержащей ветровую турбину без применения молниезащиты, используются уравнение (6) с граничными условиями (7) – (10), а для второй задачи, содержащей ветровую турбину и молниеприемник, – уравнение (6) с граничными условиями (7), (8) и (11), (12).

В рамках данной работы предлагается исследование электростатического поля в области $D(x,y)$; при этом считается, что это поле относительно мало – такой подход действителен до появления коронного разряда в грозовых облаках и при отсутствии электрических пространственных зарядов в атмосфере в границах исследуемой области.

Постановка задачи в дискретной области для ветровой турбины без молниеприемника. Принимая во внимание уравнение (6) и граничные условия (7) – (10) запишем систему уравнений в операторной форме для определения функции поля χ в узлах (i,j) дискретной области $D_d(x,y)$ (рис. 1, а) в следующем виде:

$$W_h\chi^{(h)}=\begin{cases}W_{xx}\chi_{ij}+W_{yy}\chi_{ij}=0, & (x_i,y_y)\in D_d(x,y);\\ W_n\chi_{ij}=0, & (x_i,y_y)\in G_1,G_3,G_5,G_6;\\ \chi_{ij}=\chi_0, & (x_i,y_y)\in G_2;\\ \chi_{ij}=0, & (x_i,y_y)\in G_4.\end{cases} \tag{13}$$

Здесь $W_{xx}=\dfrac{\partial^2}{\partial x^2}$, $W_{yy}=\dfrac{\partial^2}{\partial y^2}$, $W_n=\dfrac{\partial^2}{\partial n}$ – конечно-разностные аппроксимации, соответствующие частным производным функции χ. Область $D_d(x,y)$ является дискретной с равномерной прямоугольной сеткой с шагом $\Delta_x=\Delta_y=h$. Для аппроксимации различных границ используется известный алгоритм Брезенхэма (Jack E. Bresenham) [20].

Постановка задачи в дискретной области для ветровой турбины с молниеприемником. По аналогии, учитывая уравнение (6) и граничные условия (7) – (10), дополненные (11) и (12), запишем систему уравнений в операторной форме для определения функции χ в узлах (i,j) дискретной области $D_d(x,y)$ (рис. 1, б) в следующем виде:

$$W_h\chi^{(h)}=\begin{cases}W_{xx}\chi_{ij}+W_{yy}\chi_{ij}=0, & (x_i,y_y)\in D_d(x,y);\\ W_n\chi_{ij}=0, & (x_i,y_y)\in G_1,G_3,G_{41},G_5,G_6;\\ \chi_{ij}=\chi_0, & (x_i,y_y)\in G_2;\\ \chi_{ij}=0, & (x_i,y_y)\in G_{42}.\end{cases} \tag{14}$$

В качестве численного метода определения распределения поля функции потока $\chi_{i,j}$ используется метод Либмана [21] с ускоряющим множителем; что обусловлено необходимостью оптимизации итерационного процесса из-за большой длительности расчетов. Функция потока χ в узлах (i,j) рассчитывается на границах G_i дискретной области $D_d(x,y)$ с учетом конечно-разностных аппроксимаций для граничных условий (7) – (10) или (7), (8) и (11), (12) в зависимости от решаемой задачи.

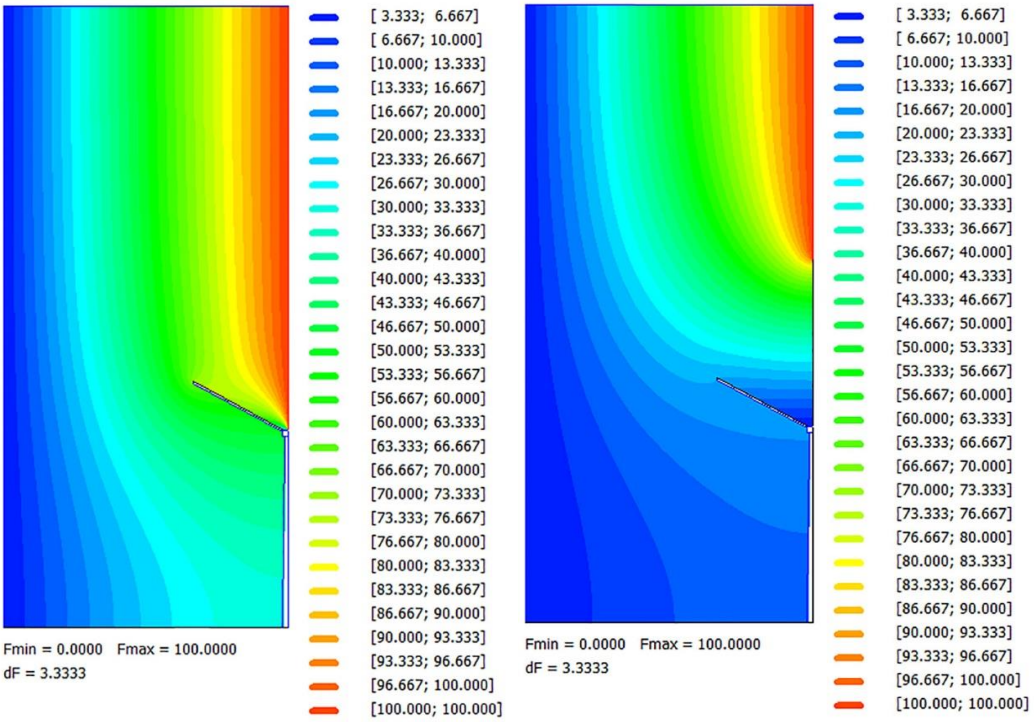
Результаты расчетов. Результаты вычислительного эксперимента представлены в относительных величинах путем нормирования размерных единиц следующим

образом: приведенная длина молниеприемника L^* нормируется длиной лопасти ветровой турбины ($L_0 = 60$ м).

Инновационные технические решения при исследовании ветровых турбин с различными типами молниезащиты представлены в работе [14]. Для качественного сравнения указанных в ней данных с результатами расчетов по предлагаемому методу математического моделирования были выбраны следующие длины молниеприемников:

- $L^*_{11} = 0.1$, т.е. $L_{11} = 6$ м;
- $L^*_{12} = 1.0$, т.е. $L_{12} = 60$ м;
- $L^*_{13} = 1.67$, т.е. $L_{13} = 100$ м.

Значения от L^*_{11} до L^*_{13} значительно превышают типичные высоты молниеприемников, применяемых для защиты гондол ветровых турбин, однако такой подход предложен в [14]. Размеры лопастей ветровых турбин и молниеприемников в сечениях (см. рис. 1) не учитываются, так как они незначительны по сравнению с высотой ветрогенератора.



а) б)

Рис. 2. Результаты расчета атмосферных электрических полей для ветровой турбины в области $D(x, y)$ без молниеприемника (а) и с молниеприемником (б).[2]

Пример расчета атмосферного электростатического поля в области $D(x, y)$, содержащей ветровую турбину без применения системы молниезащиты стержневого типа, представлен на рис. 2, а в виде силовых линий $\chi_k = \text{const}$ с равными интервалами $\text{dF} = \Delta\chi = 3.33$. dF – это шаг приращения значений, попавших в эквипотенциальную линию. Например, если количество эквипотенциальных линий n_k равно 30, то $F_{\max} / n_k = 100/30 = 3.33$. Расчет с молниеприемником представлен на рис. 2, б. Во всех случаях при моделировании на границе G_4 функция $\chi(x, y) = \text{F}_{\min} = 0$, на границе G_2: $\chi(x, y) = \chi_0 = \text{F}_{\max} = 100$. В квадратных скобках указан диапазон значений, попавших в конкретную эквипотенциальную линию с определенным цветовым оттенком. Расчет выполнялся с применением программного обеспечения собственной разработки. Рассчитанные значения удельного распределения линий $\chi_k = \text{const}$ вдоль границ элементов представлены в относительных единицах:

$$\chi^*_k = 100\left(n_k / n_0\right), \qquad (15)$$

[2] Appendix 1

где n_k – количество линий $\chi_k = \text{const}$, входящих в элемент (связанных с исследуемым элементом) ветровой турбины, поверхности земли и молниеприемника в области $D(x, y)$, n_0 – общее число линий.

Результаты расчетов значений n_k и χ_k^* по полученным данным (рис. 2) для $L_{10}^* = 0$ (молниеприемник отсутствует), и $L_{1\max}^* = L_{13}^*$ (молниеприемник максимальной длины) представлены в табл. 1, а найденные значения χ_k^* в области $D(x, y)$ при различных $L_{1k}^* = \text{var}$ сведены в табл. 2.

На основе результатов численных расчетов построим две зависимости (рис. 3):

1) $\chi_1^* = F\left(L_{1k}^*\right)$ – зависимость изменения количества эквипотенциальных линий функции потока, попадающих в стержень молниеприемника от длины стержня;

Таблица 1[3].

Результаты расчетов n_k и χ_k в области $D(x, y)$ с L_{10}^* и $L_{1\max}^*$ [4]

Элементы $D(x, y)$ (elements in $D(x, y)$)	Ветровая турбина без молниеприемника (wind turbine without applied lightning air termination)		Ветровая турбина с молниеприемником (wind turbine with lightning air termination)	
	n_k	χ_k, %	n_k	χ_k, %
Ветровая турбина (wind turbine)	28.5	71.25	3.5	8.75
Поверхность земли (earth surface)	11.5	28.75	3.5	8.75
Молниеприемник (lightning air termination)	0	0	33.0	82.5

Таблица 2[5].

Результаты расчетов для χ_k в области $D(x, y)$ с различными $L_{1k}^* = \text{var}$ [6]

Элементы $D(x, y)$ (elements in $D(x, y)$)	χ_k^*, %			
	$L_{10}^* = 0$	$L_{11}^* = 0.1$	$L_{12}^* = 1.0$	$L_{13}^* = 1.67$
Ветровая турбина (wind turbine)	71.25	34.75	12.5	8.75
Поверхность земли (earth surface)	28.75	26.5	13.75	8.75
Молниеприемник (lightning air termination)	0	38.75	73.75	82.5

2) $\chi_2^* = F\left(L_{1k}^*\right)$ – зависимость изменения количества эквипотенциальных линий функции потока, попадающих в ветровую турбину с молниезащитой от длины стержня.

Сравнительный анализ результатов моделирования на рис. 3 в области $D(x, y)$, показал следующее:

1. Установлено, что исследуемая основная функциональная зависимость $\chi_k^* = F\left(L_{1k}^*\right)$ для ветровой турбины и молниеприемника имеет нелинейный характер.

2. Функция потока χ_2^* для ветровой турбины (с системой молниезащиты и без неё) уменьшается от 71.25 ($L_{10}^* = 0$) до 8.75 ($L_{1\max}^*$). В первом приближении это изменение носит убывающий экспоненциальный характер.

3. Функция потока χ_1^* молниеприемника, расположенного на гондоле ветровой турбины, наоборот, увеличивается от нуля при $L_{10}^* = 0$ до 82.5 при $L_{1\max}^*$. Приближенно, это изменение также может быть представлено в виде возрастающей экспоненциальной характеристики.

4. Увеличение функции потока χ_1^* определяет увеличение эффективности перехвата разряда молнии молниеприемником [11, 12]. Тогда как уменьшение функции потока χ_2^* указывает на непосредственно снижение объективной возможности удара молнии в ветровую турбину (включая лопасти).

[3,4,5,6] Appendix 1

Рассматриваемые зависимости $\chi_1^* = F\left(L_{1k}^*\right)$ и $\chi_2^* = F\left(L_{1k}^*\right)$ имеют тенденцию к относительно крутому изменению на начальном отрезке от 0 до $L_{11}^* = 0.1$, а затем становятся более пологими. Следовательно, эффективность перехвата молнии системой молниезащиты начинает проявляться сразу в начальной части графика $\chi_1^* = F\left(L_{1k}^*\right)$, а значение χ_1^* увеличивается от 0 до 38.75. При этом значение χ_2^* уменьшается до 34.75. В общем, исследуемые зависимости при $L_{11}^* = 0.1$ практически сближаются, и с увеличением значения L_{1k}^* эффективность молниезащиты продолжает увеличиваться, а объективная возможность попадания молнии в ветряную турбину соответственно уменьшается. Таким образом, длина молниеприемника может быть определена из указанных расчетных зависимостей как точка их пересечения.

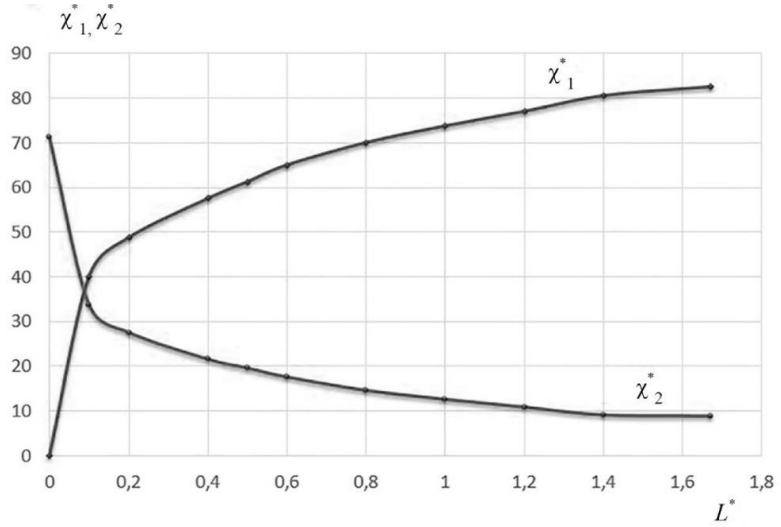


Рис. 3. χ_1^* **– зависимость изменения количества эквипотенциальных линий функции потока, попадающих в стержень молниеприемника от длины стержня;** χ_2^* **– зависимость изменения количества эквипотенциальных линий функции потока, попадающих в ветроэнергетическую установку с молниезащитой от длины стержня.**[7]

Полученный характер изменения зависимости $\chi_k^* = F\left(L_{1k}^*\right)$ на поверхности земли вблизи ветровой турбины отличается от данных, приведенных в [14], что согласно материалам [11, 12] позволяет объяснить известный пример [22], касающийся удара молнии в нижнюю часть стартовой площадки космического челнока, а не в систему молниезащиты, как предполагалось при проектировании, и это при том, что молниеприемник имел высоту, значительно превышающую защищаемую конструкцию.

Важно отметить, что на основе определения χ и напряженности поля можно вычислить плотность распределения электрического заряда $\sigma_{j\Omega}$ по стержню, по поверхности земли и под облаком, а также определить другие линейные электрические параметры исследуемого объекта. По максимальному значению E_m^* можно оценивать, например, вероятную точку попадания молнии в объекты или оптимизировать расположение молниеприемников. Таким образом, на основании полученных результатов подтверждается возможность применения стержневого молниеприёмника, устанавливаемого на гондоле ветровой турбины, так как с увеличением χ_1^* для молиеприемника соответственно уменьшается χ_2^* для ветровой турбины турбины, что в свою очередь определяет эффективность молниезащиты, снижает объективную возможность удара молнии в защищаемый объект, и подтверждается данными [14], хотя с инженерной точки зрения изготовление такого стержня затруднено. Однако эта проблема может быть решена с использованием современных технологий и материалов.

[7] Appendix 1

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследования энергетической установки на примере ветровой турбины в двух случаях – с применением системы молниезащиты стержневого типа и без неё, показали следующее:

1. Установлена возможность применения для ветроэнергетической установки с системой молниезащиты или без нее метода математического моделирования на основе расчёта силовых линий электростатического поля в виде уравнений $\chi_k = \text{const}$ с равным шагом. Это позволяет исследовать как особенности технологий молниезащиты, так и определять их рациональные параметры.

2. Анализ численных результатов расчета удельного распределения функций потока показал, что для молниеприемника, расположенного на гондоле турбины, необходимо выполнить расчёт зависимости χ_1^*, которая увеличивается от нуля до некоторого значения. Используя данную зависимость можно повысить эффективность молниезащиты рассматриваемого объекта. Для ветровой турбины (без молниеприемника и вместе с ним) должна быть рассчитана зависимость χ_2^*. Она уменьшается по экспоненциальному закону, что характеризует снижение объективной возможности попадания молнии в установку. Полученные зависимости χ_1^* и χ_2^* в начальной части графиков характеризуются резким увеличением и уменьшением, что указывает на эффективность применения молниеприемника даже при относительно небольшой длине, например, при 6 м для лопасти длиной 60 м.

3. Для ветровой турбины с системой молниезащиты проблема заземления значительно упрощается, так как оно может быть реализовано минуя конструкцию ветровой турбины. Это обеспечивает защиту от молнии систем управления и силового оборудования, расположенных в ее корпусе.

4. Установлено, что применяемый метод позволяет анализировать особенности атмосферного электростатического поля вблизи остроконечных пиков и исследовать поле на поверхности земли рядом с защищаемым объектом, а также позволяет объяснить известные данные об ударе молнии не в верхнюю часть системы молниезащиты, а в нижнюю или же вообще в поверхность земли.

Исследование выполнено при поддержке РФФИ в рамках международного научного проекта №17-58-45155.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

[1]Fig. 1. Modelling scheme of the computational area $D(x, y)$ with wind turbine without applied lightning air termination (a) and with applied lightning air termination (b). G_1 – earth surface line; G_5 - the wind turbine tower; G_6 - a rotor blade, connected to the nacelle; G_2 and G_4 – boundaries of symmetry; G_3 – replacing of the cloud boundary.

[2]Fig. 2. The calculation results of the atmospheric electric fields for wind turbine in $D(x, y)$ without lightning air termination (a) and with lightning air termination (b). F_{min} - value of $\chi(x, y) = 0$ on G_4 boundary; F_{max} - value of $\chi(x, y) = \chi_0$ at the boundary G_2; $dF = \Delta\chi$ – interval of lines $\chi_k = \text{const}$.

[3,4]Table 1. Computational data for n_k and χ_k in the area $D(x, y)$ with L_{10}^* and $L_{1\max}^*$.

[5,6]Table 2. Computational data for χ_k in the area $D(x, y)$ with various $L_{1k}^* = \text{var}$.

[7]Fig. 3. χ_1^* – changes in the probable hits of lightning into the rod lightning collector from the length of a rod; χ_2^* – changes in the probable hits of lightning into a wind power plant with lightning protection from the length of a rod.

Литература (References)

[1] Rakov V.A., Uman M.A., Review and evaluation of lightning return stroke models including some aspects of their application, IEEE Transactions Electro-magnetic Compatibility, vol. 40, 1988, pp. 403-426.

[2] Rakov V.A., Rachidi F. Overview of Recent Progress in Lightning Research and Lightning Protection, IEEE Transactions on Electromagnetic Compatibility, vol. 51, 2009, pp. 428-442.

[3] Eriksson A. J. An improved electrogeometric model for transmission line shielding analysis, IEEE Trans. 1987. Vol. PWDR-2. pp. 871–877.

[4] Dellera L., Garbagnati E. Lightning strike simulation by means of the Leader Progression Model: Part I: Description of the model and evaluation of exposure of freestanding structures. IEEE Trans. Power Delivery, PWRD-5, 1990, pp. 2009–2022.

[5] Dellera L., Garbagnati E. Lightning strike simulation by means of the Leader Progression Model Part II: Exposure and shielding failure evaluation of overhead lines with assessment of application graphs, IEEE Trans. Power Delivery, PWRD-5, 1990. pp. 2023–2029.

[6] Rizk F. Modeling of lightning incidence to tall structures Part I: Theory, IEEE Trans. Power Delivery, PWRD-9, 1994. pp. 162–171.
[7] Becerra M., Cooray V. A self-consistent upward leader propagation model // J. Phys. D: Appl. Phys. – 2006. – Vol. 39, № 16. – P. 3708–3715.
[8] Yazhong Xu, Mingli Chen, Striking distance calculation for flat ground and lightning rod by a 3D self-organized Leader Propagation Model, 2012 International Conference on Lightning Protection (ICLP), Vienna, Austria, 2012, pp. 1–5.
[9] D'Alessandro F.A., Gumley J.R., 'Collection Volume Method' for the placement of air terminals for the protection of structures against lightning, // Electrostatics. 2001. № 50. P. 279–302.
[10] Preventing Direct Lightning Strikes, Rev. B - Carpenter, et al. - March 2014. – URL: http://www.lightningprotection.com/ (accessed 01.09.2017).
[11] Potapenko A.N., Kumar U., Potapenko T.A., Shtifanov A.I., The research of distributed lightning protection of the space-launch complex on the basis of simulation experiment (in Russian), J. Fundamental Research, no11-4, 2015, pp.727-734.
[12] Shtifanov A.I., Potapenko A.N., Potapenko T.A., Kumar U., Computational experiments with the ability to determine the general features of the composite lightning air terminations (in Russian), J. Fundamental Research, no 11-6, 2015, pp. 1137-1144.
[13] Demirchyan K.S., Neyman L.R., Korovkin N.V., Chechurin V.L. Theoretical foundations of electrical engineering, Volume 2. - 4th ed. / Peter, 2003. P. 576.
[14] Le Pironnec, F., Aspas- Puertolas J. Electrostatic Field and Lightning Zoning analysis of a windmill: Study of current and innovative protection strategies, 2014 International Conference on Lightning Protection (ICLP). Shanghai, China, 2014, pp. 659-666.
[15] Soerensen T. Lightning protection of wind turbines / In a book: Lightning Protection. Series: IET Power and Energy Series, 58. Edited by V. Cooray. London: Institution of Engineering and Technology. 2010. P. 681-722.
[16] Potapenko T.A, Kanunnikova E.A., Potapenko A.N., Research of 3-Dexterior boundary problems related to electric fields in atmosphere by inversion method, J. Electric Power Systems Research, v. 113, 2014. P. 10 – 14.
[17] Rezinkina M. M., Calculation 3-D electric fields in systems contained thin wire, J. Electricity, No. 1, 2005. P. 44–49.
[18] Ryazanov G.A., Experiments and modeling during research of electromagnetic field, Nauka publishing, Moscow, 1966. P. 208.
[19] Potapenko T.A., Cooray V., Potapenko A.N., Features of Numerical Solution of Electrostatic Field for Studying Objects Placed Between Cloud and Earth Surface, XII SIPDA International Symposium on Lightning Protection (SIPDA), Belo Horizonte, Brazil, 2013. P. 118-121.
[20] David F. Rogers. Procedural Elements for Computer Graphics, McGraw Hill, 1986.
[21] Binns K.J., Lawrenson P.J., Analysis and computation of electric and magnetic field problems, Pergamon Press, Oxford, 1963. P. 376.
[22] NASA. Facts AC 321/867-2468. Lightning and Space Program. FS-1998-08-16-KSC. 1998.

Сведения об авторах.

Потапенко Анатолий Николаевич, кандидат технических наук, профессор кафедры электроэнергетики и автоматики. Область научных интересов: системы молниезащиты, E-mail: potapenko@intbel.ru

Кумар Удайа, профессор высоковольтной лаборатории электротехнического факультета. Область научных интересов: системы молниезащиты. E-mail: uday@hve.iisc.ernet.in

Штифанов Андрей Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры информационных и робототехнических систем. Область научных интересов: системы управления. E-mail: shtifanov@bsu.edu.ru

Солдатенков Алексей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры электроэнергетики и автоматики. Область научных интересов: системы управления распределенными объектами. E-mail: aser-08@inbox.ru