

Міністерство освіти України
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ВИФАТНЮК ВОЛОДИМИР ГРИГОРОВИЧ

УДК 536.24:621.184

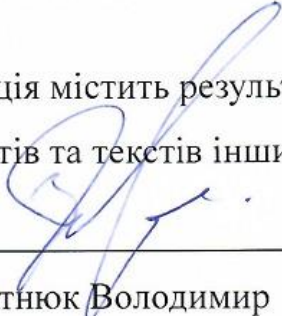
ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБЛЕННЯ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ
ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ КОТЛІВ НА ТВЕРДОМУ ПАЛИВІ**

Спеціальність 05.14.14 – Теплові та ядерні енергоустановки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів та текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.



(Вифатнюк Володимир Григорович)

Науковий керівник:

Письменний Євген Миколайович
д. т. н., проф., заслужений діяч науки і
техніки України

АНОТАЦІЯ

Вифатнюк В.Г. Розроблення науково-технічних методів підвищення ефективності та екологічності котлів на твердому паливі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 «Теплові та ядерні енергоустановки» – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2026.

Дисертаційна робота була виконана на кафедрі атомної енергетики та в Інституті теплоенергетичних технологій Національної академії наук України.

Дисертація присвячена розробленню та удосконаленню котельних установок на твердому паливі. Робота теплових енергоустановок має бути спрямована на підвищення їх коефіцієнта корисної дії, розширення паливної бази теплоенергетики і впровадження методів зменшення шкідливого впливу діяльності теплоенергетики на довкілля і клімат.

У вступі роботи обґрунтовано актуальність роботи, показано зв'язок з науковими програмами, сформульовано мету та основні задачі дослідження, наведено наукову новизну і практичне значення отриманих наукових результатів, результати публікаційної діяльності з апробацією результатів за темою дисертаційної роботи з особистим внеском автора.

У першому розділі дисертаційної роботи проведено аналіз сучасного стану котельного обладнання та важливість теплоенергетики для України. Розвиток теплоенергетики має бути пов'язаний з новими технологіями підвищення ефективності та екологічності її роботи з розширенням спектру видів і марок палива. Серед них – впровадження котлів на супер-надкритичні параметри пари з високим ККД та низькими викидами забруднюючих речовин. Перспективним для енергетики України є застосування газифікації місцевого палива для генерації електроенергії та парогазових установок.

Технології спалювання палива в киплячому шарі дозволять розширити спектр використаних палив, включаючи біомасу та тверді відходи широкого діапазону вологості та зольності. На основі результатів виконаного аналізу обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета та задачі дослідження.

Другий розділ дисертації присвячено подальшому розвитку методики розрахунку пиловугільного котла для супер-надкритичних параметрів пари з вимогою забезпечення температури на виході із зони горіння вище мінімально допустимої температури загасання полум'я $1250\text{ }^{\circ}\text{C}$, при цьому температура частинок золи повинна бути нижчою за температуру початку шлакування $1268\text{ }^{\circ}\text{C}$ в діапазоні навантаження 40-100% з використанням рециркуляції димових газів, розробці методів регулювання первинної та вторинної пари, розробці ескізного проєкту котла $28\text{ МПа}/600\text{ }^{\circ}\text{C}/600\text{ }^{\circ}\text{C}$ з твердим шлаковидаленням для енергоблоку потужністю 300 МВт з вибором оптимальних марок сталі для поверхонь нагріву та очікуваним коефіцієнтом корисної дії енергоблоку 46%, що дозволить зменшити валові викиди до 25%.

У третьому розділі описано процес підготовки торф'яного синтез-газу для спалювання в вугільній топці котла ТПП-210А, який отримується шляхом термохімічної переробки волинського торфу в реакторі з нерухомим шаром в пароповітряній суміші, збагаченій киснем, під тиском 1,5 МПа. Запропоновано використати газифікатор неперервної дії для подачі синтез-газу в нижню частину котла з метою забезпечення сталого шлаковидалення в котлі на мінімальних навантаженнях. Для розрахунку процесів в газифікаторі було розроблено оригінальну модель на базі двовимірної системи параболічних і гіперболічних рівнянь, що описують аеродинаміку, тепломасообмін і хімічне реагування газодисперсного середовища в фіксованому шарі. Вона враховує швидкість руху частинок, її зміни в окислювальній і відновній зонах через зменшення діаметра дисперсної фази за рахунок протікання реакцій дозволяє отримати детальну інформацію про конструктивні характеристики газогенератора в фіксованому шарі, рух, тепломасообмін і хімічне реагування газодисперсного середовища в

пароповітряній суміші під тиском, збагаченій киснем. Запропоновано нову технологію подачі вугілля марки ДГ в котел за допомогою газоструменевого ежектора, коли синтез-газ є транспортним агентом для подачі вугільного пилу.

Четвертий розділ присвячений розробленню інженерної методики розрахунку котлів киплячого шару (КШ) та котлів циркулюючого киплячого шару (ЦКШ), яка враховує три види теплообміну: кондуктивного, конвективного та променистого, а також високу об'ємну концентрацію твердих частинок в зоні КШ та їх великі розміри. Топка киплячого шару розбивається на зону КШ, перехідну зону (ПЗ) та зону пневмотранспорту (ЗП). При розрахунках в зоні КШ припущено дію реакції повного вигорання вуглецю. В ПЗ, куди подається паливо та вторинне повітря, відбувається вихід летких з їх згоранням в ПЗ та ЗП, а також розподіл швидкісних та температурних полів твердої фази, коли крупні частинки повертаються в зону КШ вздовж настінних екранів, а дрібні прямують в ЗП на фоні процесу горіння. Висота ЗП визначається вихідною температурою димових газів та теплосприйняттям поверхонь нагріву. Пропонована методика була використана для розрахунку котла ЦКШ, але в ній було враховано наявність 3 подач повітря: первинного повітря під решітку, вторинного повітря в перехідну зону, куди надходить свіже паливо, та третинного повітря в зону пневмотранспорту. Завдяки вищим швидкостям газодисперсного потоку в топці ЦКШ перехідна зона розтягнута на більшу висоту. Було враховано значно вищі концентрації твердих частинок в перехідній зоні і зоні пневмотранспорту, високий ступінь рециркуляції твердої фази з гарячого циклона в топку КШ.

На основі розрахунків за даною методикою було розроблено проекти котла низькотемпературного киплячого шару з рециркуляцією твердої фази Е10/1.6 паропродуктивністю 10 т/год на насиченій парі для спалювання газового вугілля та котла циркулюючого киплячого шару Е75/5.0–500Д паропродуктивністю 75 т/год для спалювання кеку.

Ключові слова: котел, тверде паливо, спалювання, викиди, супернадкритичні параметри пари, газифікація, киплячий шар, циркулюючий киплячий шар.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

1. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г., Чернявський Н.В. (2008) Розробка нових технологій спалювання твердих палив у топках із псевдозрідженим шаром. 1. Інженерна методика розрахунку. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2008. – №4. – 2-12.
2. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г. (2009) Розробка нових технологій спалювання твердих палив у топках із псевдозрідженим шаром. 2. Результати експериментальних та розрахункових досліджень. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2009. – №2 - 4-10.
3. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г., Чернявський М.В. (2009) Розробка нових технологій спалювання твердих палив у топках із псевдозрідженим шаром. 3. Динаміка вигорання коксових частинок. Основні схемні рішення КШ-котлоагрегату паропродуктивністю 10 т/год. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2009. – № 5. – 3-9.
4. Майстренко А.Ю., Рохман Б.Б., Топал А.І., Вифатнюк В.Г., Чернявський М.В. (2010) Інженерна методика та чисельні результати розрахунку топки котлоагрегату з циркулюючим киплячим шаром. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2010. – №5. – 6-13.
5. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г., Чернявський М.В. (2011) Теоретичне дослідження особливостей аеродинамічної структури та тепломасообмінних процесів у надшаровому просторі топки з циркулюючим киплячим шаром. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2011. – №4. – 3-14.
6. Майстренко О.Ю., Дунаєвська Н.І., Засядько Я.І., Бондзик Д.Л., Шудло Т.С., Вифатнюк В.Г. (2012) Технологія та горілка для спалювання біомаси як допоміжного палива у факельних котлоагрегатах. Наука та

- інновації. – 2012. – Т. 8. – №4. – 38-88. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.15407/scin8.04.083>.
7. Топал О.І., Голенко І.Л., Гапонич Л.С., Вифатнюк В.Г. (2019). Використання промислових відходів збагачення коксівного вугілля для електроенергії. *Вуглехімічний журнал* – 2019 – №. 6. DOI: <https://doi.org/10.31081/1681-309X-2019-0-6-24-32>.
 8. Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г. (2020) Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пиловугільного парогенератора супернадкритичних параметрів пари 28 МПа/600°C/600°C для енергоблока 300 МВт. Частина 1. Математичний опис робочого процесу, результати розрахунків та компоновки котла. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2020 – № 4. – 4-19. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.4.2020.01>.
 9. Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г. (2021) Частина 2. Результати розрахунків котла та температур стінок його елементів на навантаженнях 50–70 %. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2021 – № 1. – 4-19. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.1.2021.01>.
 10. Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г. (2021) Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пиловугільного парогенератора супернадкритичних параметрів пари 28 МПа/600°C/600°C для енергоблока 300 МВт. Частина 3. Особливості роботи котла на мінімальних навантаженнях 40–50 % з рециркуляцією димових газів. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2021. – № 2 – 4-22. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.2.2021.01>..
 11. Nekhamin M., Beztsennyi I., Dunayevska N., Vyfatnuik V. (2021) On using the ANSYS Fluent software for calculating the process of burning mixture of particles from different types of solid fuels. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* – 2021. – 4(8(106)). Scopus. DOI: <https://doi.org/10/15587/1729-4061/2020/209762>.

12. Rokhman B.B., Dunayevska N.I., Vifatnuik V.G., Beztcennyi I.V. (2021) Co-firing of gas coal dust fine particles and synthetic peat gas. Part 1. Simulation of processes of steam-air gasification of peat in a fixed bed and combustion of dust and gas mix in a stream. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* –2021. – № 6 – 057-065. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-6/057>.
13. Rokhman B.B., Dunayevska N.I., Vifatnuik V.G., Beztcennyi I.V. (2022) Co-firing of gas coal dust fine particles and synthetic peat gas. Part 2. Numerical studies on thermochemical processing of peat in a fixed layer. *Naukovyi-Visnyk-Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* – 2022 – № 1. – 038-045. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-1/038>.
14. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) [The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 1. Technological Scheme of the Installation. Methods for Calculating Pyrolysis Gas Composition.](#) *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, – 2023. – Vol. 96. – Iss. 2. – 492-497. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02709-w>
15. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) [The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 2. Simulation of the Working Process in the Reactor and Numerical Analysis of Gasification of Coke–Ash Biomass Residue.](#) *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, – 2023. – Vol. 96. – Iss. 2. – 498-505. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02710-3>.
16. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 3. Simulation and Numerical Analysis of the Nonstationary Process of Pyrolysis in a Retort. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, – 2023. – Vol. 96.– Iss.2. – 506-512. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02711-2>.
17. Корчевой Ю.П., Майстренко О.Ю., Топал О.И., Вифатнюк В.Г. (2008) Метод спалювання твердого палива в форсованому киплячому шарі з

рециркуляцією твердої фази. *Зб. тез доповідей 4 міжнародної науково-практичної конференції «Вугільна теплоенергетика: проблеми розвитку та реабілітації»*, Алушта, 18-21 вересня 2008 г., НВВК «Тріатлон» – с. 5-6.

18. Вифатнюк В.Г. (2021) Розробка та реалізація технології виробництва паливних гранул з гідролізного лігніну. *Збірник наукових праць XVII міжнародної науково-практичної конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку»*. Київ, Інститут теплоенергетичних технологій НАН України, жовтень 2021 р. – с. 140-146. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2021>.
19. Баранюк О.В., Вифатнюк В.Г. (2023) Моделювання процесів теплообміну в топці котельного агрегату при спалюванні лушпиння соняшника на колосниковій решітці. *Збірник наукових праць XIX міжнародної науково-практичної конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку»*. Київ, Інститут теплоенергетичних технологій НАН України, жовтень 2023 р. – с. 164-169. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2023>
20. Вифатнюк В.Г., Вольчин І.А., Ясинецький А.О. (2025) Транспорتابельний промисловий газифікатор з вбудованим піролізером для розподіленої генерації. *Збірник наукових праць XXI міжнародної науково-практичної конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку»*. Київ, Інститут теплоенергетичних технологій НАН України, жовтень 2025 р. – с. 166-170. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2025>.

SUMMARY

Vyfatnyuk V.G. Development of Scientific and Technical Methods for Increasing the Efficiency and Environmental Friendliness of Solid Fuel Boilers. – Qualifying scientific work submitted as a manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in speciality 05.14.14 “Thermal and Nuclear Power Installations”. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2026.

The research was carried out in Department of Nuclear Power Engineering and in Thermal Energy Technology Institute of the NAS of Ukraine.

The dissertation is devoted to the development and improvement of the solid fuel boiler. The operation of thermal power facilities should be aimed at increasing their efficiency, expanding the fuel base of the thermal power industry and implementing methods to reduce the harmful impact of thermal power industry activities on the environment and climate.

The introduction of the substantiates the relevance of the dissertation, shows the connection with scientific programs, formulates the goal and main objectives of the research, presents the scientific novelty and practical significance of the obtained scientific results, the results of publication activities with the approval of the results on the topic of the dissertation with the personal contribution of the author.

The first section of the dissertation analyzes the current state of boiler equipment and the importance of Thermal Power Industry for Ukraine. The development of Thermal Power Industry should be associated with new technologies to increase the efficiency and environmental friendliness of its work to expand the fuel base. Among them is the introduction of boilers for super-supercritical steam parameters with high efficiency and low emissions of pollutants. The use of gasification of local fuel for electricity generation and combined cycle plants is promising for the energy sector of Ukraine. Fluidized bed

technologies of fuel combustion will allow expanding the range of fuels used, including biomass and solid waste of a wide range of moisture and ash content. Based on the results of the analysis, the relevance of the topic is substantiated, the goal and objectives of the study are formulated.

The second chapter of the dissertation is devoted to the further development of the method for calculating a pulverized coal boiler for super-supercritical steam parameters with the requirement to ensure a temperature at the exit from the combustion zone above the minimum permissible flame extinction temperature of 1250 °C, while the temperature of ash particles must be lower than the slagging onset temperature of 1268 °C in the load range of 40-100% using flue gas recirculation, development of methods for regulating primary and secondary steam, development of a draft design of a 28 MPa/600 °C/600 °C dry bottom boiler for a 300 MW power unit with the selection of optimal steel grades for heating surfaces and an expected efficiency of the power unit of 46%, which will reduce gross emissions up to 25%.

The third chapter describes the process of preparing peat syngas for combustion in a coal-fired boiler TPP-210A, which is obtained by thermochemical processing of Volyn peat in a fixed-bed reactor in a steam-air mixture enriched with oxygen under a pressure of 1.5 MPa. It is proposed to use a continuous gasifier to supply syngas to the lower part of the boiler in order to ensure stable slag removal in the boiler at minimum loads. To calculate the processes in the gasifier, an original model was developed based on a two-dimensional system of parabolic and hyperbolic equations that describe aerodynamics, heat and mass transfer and chemical reaction of the gas-dispersed medium in a fixed bed. It takes into account the velocity of particles, its changes in the oxidation and reduction zones due to the decrease in the diameter of the dispersed phase due to the course of reactions, allows obtaining detailed information about the design characteristics of the gas generator in a fixed layer, movement, heat and mass transfer and chemical reaction of the gas-dispersed medium in a pressurized steam-air mixture enriched with oxygen. A new technology for supplying bituminous coal to the

boiler using a gas-jet ejector is proposed, when syngas is a transport agent for supplying coal dust.

The fourth chapter is devoted to the development of an engineering methodology for calculating boilers of fluidized bed (FB) and boilers of circulating fluidized bed (CFB), which takes into account three types of heat transfer: conductive, convective and radiant, as well as a high volumetric concentration of solid particles in the FB zone and their large sizes. The fluidized bed furnace is divided into the FB zone, the transition zone (TZ) and the pneumatic transport zone (PTZ). When calculating in the FB zone, the effect of the complete carbon burnout reaction is assumed. In the TZ, where fuel and secondary air are supplied, the volatiles are released with their combustion in the TZ and the PTZ, as well as the distribution of velocity and temperature fields of the solid phase, when large particles return to the FB zone along the wall screens, and small ones go to the PTZ against the background of the combustion process. The height of the PTZ is determined by the initial temperature of the flue gases and the heat absorption of the heating surfaces. The proposed method was used to calculate the CFB boiler, but it took into account the presence of 3 air supplies: primary air under the grate, secondary air to the transition zone, where fresh fuel enters, and tertiary air to the pneumatic transport zone. Due to the higher velocities of the gas-dispersed flow in the CFB furnace, the TZ is stretched to a greater height. Significantly higher concentrations of solid particles in the transition zone and the pneumatic transport zone, a high degree of recirculation of the solid phase from the hot cyclone to the CFB furnace were taken into account.

Based on calculations using this method, designs were developed for a low-temperature fluidized bed boiler with solid phase recirculation E10/1.6 with a steam capacity of 10 t/h on saturated steam for burning bituminous coal and a circulating fluidized bed boiler E75/5.0–500D with a steam capacity of 75 t/h for burning cake.

Keywords: boiler, solid fuel, combustion, emissions, super-supercritical steam parameters, gasification, fluidised bed, circulating fluidised bed.

Scientific papers, in which the main scientific results of the dissertation are published

1. Maistrenko A.Yu., Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G., Chernyavskiy N.V. (2008) Development of new technologies for combustion of solid fuels in fluidized bed furnaces. 1. Engineering calculation method. *Energy Technologies and Resource Saving*. – 2008. – №4. – 2-12. (Rus)
2. Maistrenko A.Yu., Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2009) Development of new technologies for combustion of solid fuels in fluidized bed furnaces. 2. Results of experimental and computational studies. *Energy Technologies and Resource Saving*. – 2009. – №2 – 4-10. (Rus)
3. Maistrenko O.Yu., Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G., Chernyavskiy M.V. (2009) Development of new technologies for combustion of solid fuels in fluidized bed furnaces. 3. Dynamics of coke particle burnout. Basic circuit designs of a CFB boiler unit with a steam capacity of 10 t/h. *Energy Technologies and Resource Saving*. – 2009. – No. 5. – 3-9. (Rus)
4. Maistrenko A.Yu., Rokhman B.B., Topal A.I., Vyfatnyuk V.G., Chernyavsky N.V. (2010) Engineering methodology and numerical results for calculating the furnace of a boiler unit with a circulating fluidized bed. *Energy Technologies and Resource Saving*. – 2010. – No. 5. – 6-13. (Rus)
5. Maistrenko A.Yu., Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G., Chernyavsky N.V. (2011) Theoretical study of the features of the aerodynamic structure and heat and mass transfer processes in the above-layer space of a furnace with a circulating fluidized bed. *Energy Technologies and Resource Saving*. – 2011. – No. 4. – 3-14. (Rus)
6. Maistrenko O.Yu., Dunaevska N.I., Zasyadko Ya.I., Bondzyk D.I., Shudlo T.S., Vyfatnyuk V.G. (2012) Technology and flame for burning biomass as an

- additional combustion in flare boilers. *Science and innovation*. 2012. T. 8. No. 4. 38-88. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.15407/scin8.04.083>. (Ukr)
7. Topal A.I., Golenko I.L., Haponych L.S., Vyfatnyuk V.G. (2019). Use of industrial waste from coking coal enrichment for electricity generation. *Journal of Coal Chemistry*, 2019, No. 6. DOI: <https://doi.org/10.31081/1681-309X-2019-0-6-24-32>. (Rus)
 8. Rokhman B.B., Vifatnyuk V.G. (2020) Development of conceptual technical solutions and methods of their implementation in the design of a coal steam generator with supercritical steam parameters of 28 MPa/600°C/600°C for a 300 MW power unit. Part 1. Mathematical description of the work process, the results of the design and layout of the boiler. *Energy Technologies and Resource Saving*. 2020 No. 4. 4-19. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.4.2020.01>. (Ukr)
 9. Rokhman B.B., Dunaevska N.I., Vifatnyuk V.G. (2021) 2020) Development of conceptual technical solutions and methods of their implementation in the design of a coal steam generator with supercritical steam parameters of 28 MPa/600°C/600°C for a 300 MW power unit. Part 2. The results of the boiler expansion and the temperatures of the walls of its elements at 50–70%. *Energy Technologies and Resource Saving*. 2021 No. 1. 4-19. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.1.2021.01> (Ukr)
 10. Rokhman B.B., Dunaevska N.I., Vifatnyuk V.G. (2021) Development of conceptual technical solutions and methods of their implementation in the design of a coal steam generator with supercritical steam parameters of 28 MPa/600°C/600°C for a 300 MW power unit. Part 3. Peculiarities of boiler operation at minimum temperatures of 40-50% with recirculation of flue gases. *Energy Technologies and Resource Saving*. 2021. No. 2 4-22. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.2.2021.01>. (Ukr)
 11. Nekhamin M., Beztsennyi I., Dunayevska N., Vyfatnuik V. (2021) On using the ANSYS Fluent software for calculating the process of burning mixture of particles from different types of solid fuels. *Eastern-European Journal of*

Enterprise Technologies 2021. 4(8(106)). Scopus. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061/2020/209762>.

12. Rokhman B.B., Dunayevska N.I., Vifatnuik V.G., Beztcennyi I.V. (2021) Co-firing of gas coal dust fine particles and synthetic peat gas. Part 1. Simulation of processes of steam-air gasification of peat in a fixed bed and combustion of dust and gas mix in a stream. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* 2021. No 6 057-065. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-6/057>.
13. Rokhman B.B., Dunayevska N.I., Vifatnuik V.G., Beztcennyi I.V. (2022) Co-firing of gas coal dust fine particles and synthetic peat gas. Part 2. Numerical studies on thermochemical processing of peat in a fixed layer. *Naukovyi-Visnyk-Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* 2022. No 1. 038-045. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-1/038>.
14. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) [The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 1. Technological Scheme of the Installation. Methods for Calculating Pyrolysis Gas Composition.](#) *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2023. V. 96. Iss. 2. 492-497. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02709-w>
15. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) [The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 2. Simulation of the Working Process in the Reactor and Numerical Analysis of Gasification of Coke–Ash Biomass Residue.](#) *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2023. V. 96. Iss. 2. – 498-505. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02710-3>.
16. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 3. Simulation and Numerical Analysis of the Nonstationary Process of Pyrolysis in a Retort. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2023. V. 96. Iss. 2. 506-512. Scopus. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02711-2>.

17. Korchevoy Yu.P., Maistrenko A.Yu., Topal A.I., Vyfatnyuk V.G. (2008) Method of Combustion of Solid Fuels in a Forced Fluidized Bed with Solid Phase Recirculation. *Abstracts of Reports of the 4th international Scientific and Practical Conference "Coal Thermal Power Industry: Problems of Development and Rehabilitation"*, Alushta, September 18-21, 2008, NPVK "Triathlon" - pp. 5-6. (Rus)
18. Vyfatnyuk V.G. (2021) Development and implementation of technology for the production of burnt granules from hydrolytic lignin. *Proceedings of the XVII International Scientific and Practical Conference "Thermal Energy: Paths to Renovation and Development"* Kyiv, Thermal Energy Technology Institute of the NAS of Ukraine, October 2021. pp. 140-146. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2021>. (Ukr)
19. Baraniuk O.V., Vyfatnyuk V.G. (2023) Modeling of heat exchange processes in the boiler furnace during the burning of sunflower husk on a grate. *Proceedings of the XIX International Scientific and Practical Conference "Thermal Energy: Paths to Renovation and Development."* Kyiv, Thermal Energy Technology Institute of the NAS of Ukraine, October 2023. Pp. 164-169. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2023> (Ukr)
20. Vyfatnyuk V.G., Volchyn I.A., Yasnynetskyi A.O. (2025) Transportable industrial gasifier with built-in pyrolyser for distributed generation. *Proceedings of the XXI International Scientific and Practical Conference "Thermal Energy: Paths to Renovation and Development"* Kyiv, Thermal Energy Technology Institute of the NAS of Ukraine, October 2025. pp. 166-170. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2025> (Ukr)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ УКРАЇНИ.....	23
1.1 Аналіз стану теплових енергоустановок України.....	23
1.2 Перспективи модернізацій теплових енергоустановок на супер-надкритичні параметри пари	26
1.3 Методи газифікації твердого палива для теплових енергоустановок	32
1.4 Аналіз способів спалювання твердого палива в киплячому шарі ..	40
<i>1.4.1 Установки спалювання та газифікації в низькотемпературному киплячому шарі.....</i>	<i>40</i>
<i>1.4.2 Установки для спалювання вугілля в високотемпературному киплячому шарі.....</i>	<i>42</i>
<i>1.4.3 Установки для спалювання і газифікації твердого палива в циркулюючому киплячому шарі</i>	<i>42</i>
1.5 Постановка мети та задач досліджень	53
РОЗДІЛ 2. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВУГІЛЬНИХ КОТЛІВ ПРИ ПЕРЕХОДІ НА ВИЩІ ПАРАМЕТРИ ПАРИ	54
2.1 Обґрунтування модернізації вугільного котла	54
<i>2.1.1 Розрахунок топки котла</i>	<i>55</i>
<i>2.1.2 Розрахунок радіаційно-конвективних поверхонь нагріву (ширми)...</i>	<i>58</i>
<i>2.1.3 Розрахунок конвективних поверхонь нагріву (ступені пароперегрівників первинного і вторинного пара, економайзера)</i>	<i>60</i>
<i>2.1.4 Розрахунок регенеративного обертового підігрівника повітря...</i>	<i>62</i>

2.2 Обґрунтування модернізації пиловугільного котла	63
2.2.1 Конструктивні параметри парогенератора на основі результатів розрахунків.....	64
2.2.2 Опис схеми пароводяного тракту	70
2.3 Результати розрахунків на навантаженнях 50–70 %	72
2.3.1 Опис схеми пароводяного тракту	74
2.3.3 Результати розрахунків температури стінок першого і другого пакетів першого ступеня ширмового пароперегрівника.....	85
2.3.4 Результати розрахунків температури стінок другого ступеня ширмового пароперегрівника.....	87
2.4 Результати розрахунків при навантаженнях 40-50%.....	90
2.5 Висновки до розділу 2.....	108
РОЗДІЛ 3. ГАЗИФІКАЦІЯ ТОРФУ ДЛЯ ВУГІЛЬНОГО КОТЛА	111
3.1 Моделювання процесів пароповітряної газифікації торфу в нерухомому шарі і спалювання пилогазової суміші в потоці.....	111
3.1.1 Моделювання процесу газифікації твердого палива в пароповітряній суміші в нерухомому шарі.	116
3.1.2 Результати розрахунків робочого процесу в газогенераторі.....	122
3.2. Аналіз результатів числових досліджень газифікації торфу	128
3.2.1. Дослідження процесу газифікації торфу в пароповітряній суміші, збагаченої киснем, в фіксованому шарі (варіанти 2–4).....	129
3.3. Висновки до розділу 3.....	139
РОЗДІЛ 4. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КОТЛІВ КИПЛЯЧОГО ШАРУ	143
4.1 Актуальність технологій спалювання палива в киплячому шарі	143
4.2 Методика розрахунку котла киплячого шару	147

4.2.1 Аналіз результатів розрахунку процесу спалювання в киплячому шарі.....	160
4.2.2 Аналіз динаміки вигорання коксових частинок	166
4.3 Методика розрахунку котла циркулюючого киплячого шару	173
4.3.1 Методика розрахунку киплячого шару для котла ЦКШ	177
4.3.2 Результати розрахунків котла ЦКШ	180
4.4 Висновки до розділу 4.....	187
ВИСНОВКИ	191
СПИСОК ПОСИЛАНЬ.....	193
ДОДАТКИ.....	209

ВСТУП

Актуальність роботи полягає в необхідності підвищення ефективності та екологічності експлуатації теплових енергоустановок України. Попри те, що Україна в рамках Енергетичної стратегії до 2050 року разом з країнами ЄС взяла на себе зобов'язання з послідовного зниження виробництва енергії на енергоустановках на викопному паливі, сучасний вклад теплової енергетики в роботі Об'єднаної енергетичної системи України залишається значним і буде таким тривалий час, бо потужності теплоенергетики України є замикаючими.

Паливо для котлів теплових електростанцій та теплоелектроцентралей, має використовуватися з максимальною ефективністю та з мінімальною шкодою для навколишнього природного середовища. Тому робота існуючих потужностей теплових енергоустановок має бути спрямована на підвищення їх коефіцієнта корисної дії та впровадження методів зменшення шкідливого впливу діяльності теплоенергетики на довкілля і клімат, щоб відповідати сучасним екологічним вимогам.

Котли ТЕС і ТЕЦ повинні бути готовими до розширення їх паливної бази за рахунок біомаси як вуглеце-нейтрального палива та відходів, включаючи відходи вуглезбагачення. Енергетичне використання відходів дозволить вирішити екологічну проблему відходів та емісії парникових газів і забруднюючих речовин.

Таким чином, актуальність підвищення ефективності та екологічності твердопаливних енергоустановок визначає мету та завдання роботи.

Метою роботи є розроблення методів підвищення ефективності та екологічності котлів шляхом модернізації технологій та обладнання.

Для досягнення поставленої мети сформульовано такі **задачі**:

1. Удосконалити методику розрахунків котельного обладнання для супернадкритичних параметрів пари. На підставі удосконаленої методики

обґрунтувати технічні рішення з оптимізації конструктивних, технологічних та екологічних параметрів котла на супер-надкритичні параметри пари в діапазоні навантажень 40-100 %.

2. Розробити концепцію пароповітряного газифікатора під тиском на торфі для застосування з котлом енергоблоку 300 МВт та визначити його основні технологічні параметри.
3. Розробити методику розрахунку котлів киплячого шару з урахуванням наявності кондуктивного, конвективного та радіаційного теплообміну в умовах високої об'ємної концентрації твердих частинок.
4. Розробити на підставі проведених розрахунків котлів киплячого шару основні схемні рішення та проекти для котла 10 т/год з низькотемпературним киплячим шаром з рециркуляцією твердої фази та котла 75 т/год з циркулюючим киплячим шаром.

Об'єктом дослідження: Процеси термохімічної переробки палив в теплових енергоустановках, які працюють на різних видах твердого палива.

Предметом дослідження: Конструктивні характеристики та режими роботи котлів на твердому паливі.

Методи дослідження: Комплекс аналітичних, розрахункових та експериментальних методів досліджень процесів в обладнанні теплових енергоустановок.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше розроблено методику теплового розрахунку пиловугільного котла, яка враховує вплив розбалансування системи при низьких навантаженнях на теплові та гідравлічні процеси в котлі.
2. Вперше визначено розміщення зони введення газів рециркуляції по висоті топки, при якому не порушується стабільність процесу горіння в зоні максимальних тепловиділень на мінімальних навантаженнях.
3. Вперше визначено оптимальні ступені рециркуляції димових газів, що підвищують ефективність роботи вторинного пароперегрівника.

4. Вперше визначено оптимальні параметри пароповітряної газифікації під тиском на торфі для використання синтез-газу в котлах з рідким шлаковидаленням на мінімальних навантаженнях.
5. Вперше обґрунтовано можливість застосування синтезу-газу як транспортного агенту для подачі твердого палива в пальники пиловугільного котла.
6. Вперше запропоновано трьохзонну методику розрахунку котлів киплячого шару та котлів циркулюючого киплячого шару, що включає зону киплячого шару, перехідну зону та зону пневмотранспорту і враховує високу концентрацію твердої фази, її рециркуляцію та великі розміри частинок, при цьому процес спалювання в зоні киплячого шару описується реакцією повного горіння фіксованого вуглецю палива.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Розроблено концепцію та технічний проєкт реконструкції існуючого котла на надкритичних параметри НКТ енергоблоку 300 МВт на супер-надкритичні параметри пари 28/600/600 з твердим шлаковидаленням.
2. Розроблено концепцію і технічний проєкт застосування пароповітряного газифікатора фіксованого шару на торфі для вугільного котла ТПП-210А.
3. Розроблено робочий проєкт котла 10 МВт з низькотемпературним киплячим шаром та рециркуляцією твердої фази
4. Розроблено технічний проєкт котла з циркулюючим киплячим шаром паропроодуктивністю 75 т/год на відходах вуглезбагачення.
5. Розширено паливну базу котлів на твердому паливі завдяки торфу та низькосортному твердому паливі, включаючи відходи

Результати дисертаційної роботи використані:

1. При розробленні технічних пропозицій по відновленню генеруючих потужностей ТЕС України (розробник – ПрАТ «Техенерго», м. Львів).
2. При проєктуванні котельного та газогенераторного обладнання для теплоенергетичної галузі (проєктант – ТОВ «FZ Solutions», м. Київ).

3. При розробці проєктів реконструкції промислових ТЕЦ (проєктант – ТОВ «ГК «САТЕР-ЕКОЕНЕРГО», м. Київ).

Особистий внесок здобувача:

Постановка задач та проведення досліджень, аналіз результатів досліджень, розроблення технологічних схем теплових енергоустановок, розроблення проєктів енергоустановок, обґрунтування технічних рішень та висновків.

Апробація результатів дослідження: Основні положення і результати доповідались та обговорювались на Міжнародній науково-практичній конференції «Вугільна теплоенергетика: проблеми реабілітації та розвитку» в 2008 р., Міжнародній науково-практичній конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку» у 2021, 2023, 2025 рр.

Публікації: Основні результати роботи викладені в 20 друкованих працях, з яких 16 статей в наукових фахових виданнях, з них 4 статті в наукових фахових виданнях України категорії «А», 9 статей в наукових фахових виданнях України категорії «Б», 3 статті в іноземних журналах, 4 публікації в матеріалах конференцій.

Структура та обсяг дисертації: Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, 4 розділів, висновків, списків використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи становить 237 сторінок, містить 22 таблиці та 69 рисунків. Список використаних джерел налічує 144 посилання.

Подяки:

Автор висловлює глибоку вдячність науковому керівникові д.т.н., проф. Письменному Є.М. та колегам з Інституту теплоенергетичних технологій НАН України д.т.н., проф. академіку НАН України Майстренку О.Ю., д.т.н., проф. Дунаєвській Н.І., д.т.н., ст.н.с. Рохману Б.Б., д.т.н., проф. Чернявському М.В. за цінні поради та плідну співпрацю.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ УКРАЇНИ

1.1 Аналіз стану теплових енергоустановок України

До повномасштабного вторгнення росії структура Об'єднаної енергетичної системи (ОЕС) України базувалася на 2 головних складових: великих конденсаційних теплових електричних станціях (ТЕС), основним паливом для яких було місцеве вугілля і які працюють як замикаючі маневрені потужності ОЕС, та атомних електростанціях, енергоблоки яких працюють в базовому режимі [1, 2]. Іншими джерелами виробництва електроенергії були комунальні та промислові теплоелектроцентралі, гідравлічні та гідроаккумулятивні електростанції, відновлювальні джерела в складі вітрових і сонячних електростанцій, а також електростанцій на біомасі і біогазі [2].

Протягом трьох років в Україні повністю зруйновані та знаходяться на окупованих територіях близько 45% генеруючих потужностей енергосистеми. Невідновлювальної шкоди зазнала теплоенергетична галузь [3]. Близько 88% теплоелектроцентралей (ТЕЦ), що входило до її складу, наразі вважається втраченими.

На початку повномасштабної війни в Україні працювали 12 великих ТЕС загальною потужністю 21.5 ГВт. Потужність ТЕЦ становила 6.1 ГВт. На даний час під окупацією знаходиться 22 ГВт потужності теплової генерації, переважно вугільної. [3] Країна була змушена швидко скоротити використання кам'яного вугілля як джерела енергії. Крім того, ще в довоєнні роки 90% пилувугільних блоків уже перетнули межу фізичного зносу (200 тис. годин) більше як половина енергоблоків ТЕС перевищили рівень напрацювань в 300 тис. годин а блоки потужністю 150 і 200 МВт мають позамежний термін експлуатації 380 тис. годин [1,2]. Середній електричний

ККД електростанцій України становить 29-31%, тоді як за кордоном найкращі енергоблоки досягли рівня 45%. Питомі витрати умовного палива на ТЕС України на виробіток електроенергії перевищують 400 г у.п./кВттод. Це викликано, насамперед роботою енергоблоків ТЕС в маневреному режимі. А саме через дефіцит маневрової потужності вугільна теплоенергетика залишається важливою складовою ОЕС України.

В 2023 році Кабінетом Міністрів була ухвалена нова Енергетична стратегія України до 2050 р. [4]. В ній анонсовано поетапний перехід до безвуглецевої енергетики до 2050 р. А саме – Україна має потенціал до 2050 року наростити потужності вітрової генерації – до 140 ГВт, сонячної – до 94 ГВт, накопичувачів енергії (energy storage) – до 38 ГВт, атомної генерації – до 30 ГВт, ТЕЦ та біоенергетичних потужностей – до 18 ГВт, гідрогенерації – до 9 ГВт. Загалом інвестиційні можливості для нових енергетичних потужностей становлять 383 млрд дол. США [5]. До 2050 року планується поступово відмовитися від споживання вугілля як палива для вугільних енергоблоків з їх закриттям. Але до часу закриття вони повинні ефективно спалювати вугілля з мінімізацією шкоди навколишньому природному середовищу. Для модернізації енергоблоків необхідно застосовувати нові технології з підвищенням ККД та зниженням до європейських стандартів рівня шкідливих викидів в атмосферу. У світі і в Україні, зокрема, виконано великий обсяг науково-технічних робіт, результати яких можуть бути використані при модернізації української енергетики. Прикладом може стати перехід на ультра-надкритичні параметри пари з глибоким очищенням димових газів. ККД таких блоків досягає рівня 44-46% [2]. В Україні впровадження таких котлів доцільно для блоків 300 МВт з збереженням основних розмірів котельної комірки існуючих котельних залів.

В Україні зосереджені значні запаси бурого вугілля. Основна частина покладів зосереджена в у Дніпровському буровугільному басейні. Балансові запаси станом на 2021 р. оцінюються в 2890 млн т, позабалансові запаси оцінюються в 586 млн т. [6]. Технологічні запаси торфу в Україні становлять

2.17 млрд т, а балансові близько 934 млн т. Річний видобуток торфу досягає 0,7-0,8 млн т. За орієнтовними розрахунками на торф'яних родовищах та заболочених землях щорічно утворюється близько 1.4 млн т торфу, що свідчить про його повну відновлюваність [6]. Ці палива можуть стати додатковим джерелом палива для ТЕЦ при очікуваному зниженні видобутку кам'яного вугілля за умови модернізації котельного обладнання.

На території, підконтрольній українській владі, розташовані частина збагачувальних фабрик на яких накопичено 35.5 млн т відходів вуглезбагачення [7]. Враховуючи фізико-хімічні характеристики такого палива, для їх широкого використання необхідно впровадження нових технологій спалювання та газифікації. Застосування котлів з киплячим та циркулюючим киплячим шаром дозволить залучити альтернативні тверді палива різноманітного складу з дотриманням жорстких нормативів щодо викидів забруднюючих речовин. Тим самим буде вирішена проблема екологічної утилізації мільйонів тонн відходів вуглезбагачення, які забруднюють довкілля викидами пилу, оксиду і діоксиду вуглецю та діоксиду сірки а також закислюють поверхневі води.

Таким чином, актуально як в екстремальних умовах військового часу, так і у майбутньому підвищення надійності та ефективності теплових енергоустановок України шляхом модернізації технологій та обладнання теплової енергетики.

Перспективні модернізації теплових енергоустановок потрібно застосовувати на нових технологіях з підвищенням ККД та зниженням до європейських норм рівня викидів шкідливих продуктів в атмосферу.

Таким чином дослідження та розвиток технології спалювання та газифікації альтернативних палив розширить паливну базу та підвищить енергетичну незалежність України.

1.2 Перспективи модернізацій теплових енергоустановок на супер-надкритичні параметри пари

Парогенератори теплових енергоустановок, розраховані на надкритичні параметри пари, можна умовно розділити на три частини в залежності від використання для їх виготовлення високотемпературних матеріалів [8-15] :

1. Котли на надкритичних параметрах пари (НКП) використовують стандартні феритні і аустенітні нержавіючі сталі і працюють при температурі ≤ 570 °С. Тиск основної пари близько 250 бар.

2. Котли, розраховані на супер-надкритичні параметри пари (СНКП) використовують феритні сталі з підвищеною міцністю на повзучість (CSEF) і сучасні аустенітні нержавіючі сталі і працюють в діапазоні 590-620 °С [3]. Тиск основної пари становить близько 250-300 бар.

3. Вдосконалені котли з ультра-надкритичними параметрами пари (А-USC або УНКП) будуть використовувати нікелеві сплави і працювати в діапазоні 700-760 °С. Тиск основної пари буде близько 345 бар.

Існує розрив в діапазонах температур, які охоплюються ССКП і УСКП від 620 °С до 700 °С.

Верхня межа температури сталей CSEF може бути збільшена приблизно до 650 °С з подальшим поліпшенням властивостей матеріалу, але розрив в 50 °С все ще збережеться. Сучасні поліпшені аустенітні нержавіючі сталі мають необхідну міцність для цього проміжного діапазону температур, але їх використання виключається певними фізичними властивостями:

- 1) їх низька теплопровідність і високе теплове розширення викличе високі термічні напруження і стомлюючі розтріскування в секціях товстостінних труб;
- 2) залізо-лужні сульфатні комплекси, присутні в коксозольних відкладеннях, сприяють корозії металевих труб котла.

Ступінь корозії залежить від температури і вмісту хлору в вугіллі. Нижче 600 °С ці комплекси знаходяться в твердому стані і не дію на труби

агресивно. З підвищенням температури до 700 °С вони розплавляються і швидкість корозії збільшується. Вище 700 °С розплавлені сульфати поступово випаровуються і стають нестабільними, і швидкість корозії зменшується. Отже, котельні труби з аустенітної нержавіючої сталі в інтервалі температур 600-700 °С працюватимуть в області найвищої корозії. Корозійна стійкість аустенітних нержавіючих сталей може бути поліпшена в інтервалі температур 600-700 °С, якщо сталі будуть виготовлятися із сплавів на основі нікелю. Вище температури 700 °С труби також повинні бути виготовлені зі сплавів на основі нікелю.

Для досягнення надійної експлуатації котла матеріали, вибрані для виготовлення змійовиків поверхонь нагріву, повинні задовольняти шести основним вимогам [8-11]:

- 1) достатня межа повзучості сталі [10], щоб протистояти деформації від великих механічних і теплових напружень при перегріванні гострої пари надкритичного тиску до високих температур;
- 2) низька стомлююча міцність сталі при циклі, щоб уникнути її розтріскування при зміні температури пари в залежності від навантаження;
- 3) коефіцієнти теплового розширення повинні збігатися з відповідними коефіцієнтами інших котельних матеріалів для мінімізації напружень на стиках матеріалів (зварювання різних металів тощо) під час пуску і зупинки котла;
- 4) висока стійкість до корозії сталі з боку димових газів і пари для мінімізації вимушених зупинок і витрат на технічне обслуговування;
- 5) механічні властивості сталі – гнуття, кування, механічна обробка і зварювання (табл. 1.1).

Головними перевагами переходу до НКП і подальшого збільшення тиску і температури гострої пари є:

1. зменшення витрат на паливо;

2. скорочення викидів забруднюючих речовин. Збільшення ККД на один відсоток знижує викиди CO₂, NO_x, SO_x і твердих частинок приблизно на 2% [BAT];
3. скорочення викидів CO₂ на одиницю виробленої енергії;
4. зниження вартості цілого ряду підсистем теплоелектростанції (подача палива, приготування пилю, очищення димових газів тощо), обумовлене зменшенням витрат вугілля, що спалюється, на одиницю виробленої енергії.

Таблиця 1.1 – Матеріали для різних категорій супер-надкритичних котлів

Material	Average composition	Application ^a		
		SC	USC	A-USC
CrMo steels				
Gr. 11	1¼ Cr-Mo	WW		
Gr. 22	2¼ Cr-Mo	P, WW	WW	
CSEF steels				
Gr. 23	2¼ Cr-1.5W-V		WW	WW
Gr. 91	9Cr-Mo-V-Nb	P, SH/RH	P, SH/RH	WW
Gr. 122	10.5Cr-W-Mo-V-Nb	P	P	WW
Gr. 92	9Cr-2W-V-Nb	P	P	WW
Austenitic stainless steels				
304H	18Cr-8Ni	SH/RH		
347H	18Cr-10Ni-Nb	SH/RH		
Advanced austenitic stainless steels				
347HFG	18Cr-10Ni-Nb ^b	SH/RH	SH/RH	
Super 304H	18Cr-10Ni-Nb-Cu ^b	SH/RH	SH/RH	
NF709	20Cr-25Ni-Mo-Nb-B		SH/RH	SH/RH
HR3C	25Cr-20Ni-Nb		SH/RH	SH/RH
Nickel-based alloys ^c				
IN617	22Cr-9Mo-10Co			P, SH/ RH
Haynes 230	22Cr-14W-2Mo			P, SH/ RH
IN740	25Cr-20Co-Al-Ti-Nb			P, SH/RH

^a WW – екранні труби, P – труби та колектори, SH/RH – пароперегрівники та перегрівники проміжного перегріву

^b дрібнозерниста W – форма 347H, тримана шляхом термомеханічної обробки

^c всі інші перелічені матеріали – на основі заліза

Слід зазначити, що ККД НКП енергоблоків з параметрами 24,7 МПа / 565 °С/ 593 °С становить 40–41 % (відповідна цьому питома витрата палива дорівнює 310–300 г у.п./кВтгод), що на 2–3 % вище, ніж ККД установок з докритичними параметрами пари – 38 % (325 г у.п./кВтгод) (16,7 МПа/537 °С/537 °С).

В свою чергу, ККД блоків СНКП (28 МПа/593 °С/593 °С) – 43–46 % (або 285–270 г у.п./кВтгод) на 3–4 % вище, ніж ККД НКП блоків. При цьому передові енергоблоки на ультра-надкритичних параметрах досягли ККД 47–49% (260–250 г у.п./кВтгод).

Звідси можна зробити висновок, що перехід на надкритичні і супер-надкритичні параметри пари приводить до скорочення питомої витрати палива з 325 г у.п./кВтгод (для докритичних параметрів) до 260–250 г у.п./кВтгод (для ультра-надкритичних параметрів), що має велике значення. Це, з урахуванням зниження викидів забруднюючих речовин в атмосферу і в поєднанні з посиленням вимог щодо викидів парникових газів, робить привабливими такі установки для розвитку енергетики.

Технологія НКП добре відпрацьована і вже використовується на протязі десятиліть. Необхідні для будівництва таких станцій конструкційні матеріали цілком доступні. НКП стають головним вибором для нових комерційних пилувугільних ТЕС у багатьох країнах. До теперішнього часу більше 600 пилувугільних НКП енергоблоків були успішно введені в комерційну експлуатацію в усьому світі.

За останні 20 років було введено 172 НКП енергоблоки, з них у Китаї – 70, в Європі – 31, в Японії – 19, в Північній Кореї – 15, в інших країнах Південно-Східної Азії і Австралії – 23, в США і Канаді – 14. Наприклад, в США – енергоблоки Oak Groove потужністю 2×870 МВт з параметрами 25,7 МПа/543 °С/541 °С і Iatan 2 потужністю 930 МВт і параметрами пари 25,5 МПа/585 °С/585 °С. В Індії – Tata Mundra 5×800 МВт 25,4 МПа 571/596 °С і Sasan 5×660 МВт 25 МПа/566 °С/566 °С. В Німеччині – BoA 2×1100 МВт 26

МПа/595 °C/595 °C, в Північній Кореї – Yonghungdo 2×800 МВт 25,5 МПа/569 °C/569 °C.

В Китаї в 1992 р. була введена в експлуатацію перша СНКП ТЕС Shidongkou Phase II потужністю 2×600 МВт і параметрами пари 24,2 МПа/540 °C/566 °C. В 2004 р. запущена в роботу ТЕС Qinbeu 2×600 МВт 24,2 МПа/566 °C/566 °C і побудовані два енергоблоки по 900 МВт 25,8 МПа/542 °C/568 °C на ТЭС Waigaoqiao Phase II.

Істотні успіхи в розвитку вугільних ТЕС досягнуті в багатьох країнах, в тому числі в Німеччині, де вже в 1998 р на ТЕС Schwarze Pumpe були введені два енергоблоки, що працюють на бурому вугіллі, потужністю по 800 МВт з параметрами пари 26,8 МПа/547 °C/565 °C, ККД 40,8 %; в 2002 г. – енергоблок на ТЕС Nideraussem потужністю 1012 МВт брутто і 965 МВт нетто с ККД 45,2 %, параметри пари – 27,5 МПа/580 °C/600 °C.

Перша ТЕС на супер-надкритичних параметрах пари була побудована в 1960 р. в США. Станція Eddystone 1 потужністю 325 МВт мала тиск гострої пари 34,5 МПа при температурах 650 °C /565 °C/565 °C. Слід зазначити, що на цій станції не вдалося забезпечити надійну роботу металу високонавантажених елементів енергоблоку.

Наразі в світі успішно працюють більше 200 СНКП блоків потужністю 380–1050 МВт, побудованих в США, Німеччині, Данії, Японії, Італії, Південній Кореї, Китаї. За рахунок переходу на параметри пари 27–30,5 МПа і 580–620 °C вдалося підвищити ефективність таких установок до 47–49% в Данії (це стало можливим завдяки глибокому вакууму в конденсаторі, створюваному шляхом охолодження холодною морською водою, і наявності другого проміжного перегріву) і до 46% в інших європейських країнах.

За останній час в США на вугільній ТЕС Turk почав роботу ССКП енергоблок John W потужністю 600 МВт і параметрами пари 25,1 МПа/602 °C/610 °C (2012 р.), в Китаї на станції Haifeng – 2 блоки по 1000 МВт і параметрами 27 МПа/600 °C/610 °C (2014 р.), у Нідерландах в 2012 р. – ТЕС Maasvlakte 1000 МВт, 28,5 МПа/600 °C/620 °C і на одній з декілька новітніх

ТЕС Німеччини в 2014 р. – енергоблок Datteln 4 1100 МВт, 30,4 МПа/600 °C/620 °C. Єдиний блок на СНКП, споруджений у СРСР – дослідний енергоблок СКР-100 Каширської ГРЕС з тиском 30 МПа при температурах 650 °C/565 °C (1963 р.).

Найбільш інтенсивно відбувається введення нових вугільних потужностей у Китаї. З 1360 ГВт потужностей, встановлених у Китаї, 69,1 %, становлять вугільні енергоблоки. Введення нових потужностей реалізується в основному за рахунок блоків СНКП. Тільки в 2010–2015 рр. введено 170 блоків СНКП одиничної потужності 600–660 МВт і 1000 МВт (загальна потужність більш 145 ГВт). У освоєнні енергоблоків СНКП Китай здобув значні успіхи, ККД однієї з кращих станцій Waigaoqiao становив 44,9 %. Для забезпечення суворих екологічних вимог всі вугільні ТЕС Китаю обладнані електрофільтрами, а 92 % і 83 % відповідно – системами очищення від оксидів сірки та азоту.

Сучасні СНКП енергоблоки досягли тиску гострої пари 30 МПа і температури 610 °C/620 °C, це стало можливим завдяки створенню високо-жароміцних сталей ферітно-мартенситного класу.

Введений в експлуатацію в Німеччині в кінці 2014 р. енергоблок № 8 на ТЕС Rheinhafen-Dampfkraftwerk Karlsruhe (RDK 8) потужністю 912 МВт на бітумінозному вугіллі з теплофікаційною потужністю до 220 МВт з параметрами 29,2 МПа/600 °C/620 °C має сьогодні найвищий ККД для вугільних паротурбінних ТЕС в світі – 47,5%.

Вдосконалені СНКП (Advanced ultra-supercritical pulverized coal Combustion – A-USC) є подальшим розвитком СНКП з переходом на параметри 35 МПа і 700–720 °C. Перехід до ультра-надкритичного цикла (Advanced USC, A-USC) з параметрами 35 МПа/ 700 °C/720 °C дає відносне підвищення ККД (в порівнянні з циклом на докритичних параметрах) приблизно на 11%. Основною проблемою є необхідність використання суперсплавів на основі нікелю. А-USC розробляються в Європі, Японії, США, Китаї та Індії [6]. Демонстраційні установки з ККД більше 50% і

зниженням викидів CO_2 на 15% в порівнянні з енергоблоками надкритичного тиску плануються до введення після 2020 р.

Слід зазначити, що при переході до більш високих параметрів збільшення ККД за рахунок зростання початкових тиску і температури становить лише частина приросту ККД, оскільки використання дорогих технологій передбачає модернізацію обладнання, в тому числі допоміжного, з метою підвищення його ефективності та оптимізації схемних рішень.

Традиційно більшість конструкцій котлів на супер-надкритичні параметри пари має одно-баштову компоновку. Тому цей підхід важко застосувати при реконструкції існуючих вугільних котлів на СНКП. Доцільно розробити конструкцію котла СНКП з П-подібною компоновкою та в габаритних розмірах комірки існуючого котла на надкритичні параметри пари, наприклад, котлів ТПП-210(А) або ТПП-312(А).

1.3 Методи газифікації твердого палива для теплових енергоустановок

Газифікація [16-25] – це термохімічний процес переробки палива шляхом взаємодії його з киснем, водяним паром та ін. з метою перетворення палива на горючий газ (суміш CO , H_2 , H_2O , CO_2 , CH_4 , C_6H_6 , SO_2 , C_2H_6 , N_2 та ін.), призначений для подальшого спалювання або технологічних процесів. На рис. 1.1 показано, що найпоширенішою сировиною для газифікації є вугілля (Coal), з якого виробляється 69,23% синтез-газу у світі, 13,43% – з нафти (Petroleum), 13,36% – з газу (Gas), 2,71% – з нафтококсу (Petroleum coke), 0,68% – з біомаси (Biomass), 0,48% – з відходів (Waste) і 0,12% – з іншої сировини (Other).

Принципово можливо газифікувати всі вугілля, однак у цих процесах переважно використовують молоді вугілля, від бурих до слабо спікливих кам'яних. В якості газифікаційних агентів, зазвичай, застосовують повітря, кисень, водяну пару, діоксид вуглецю і водень, а також суміші цих речовин.

Отримані гази містять оксид і діоксид вуглецю, водень, метан, водяну пару і у вигляді домішки азот, який вноситься з повітрям.

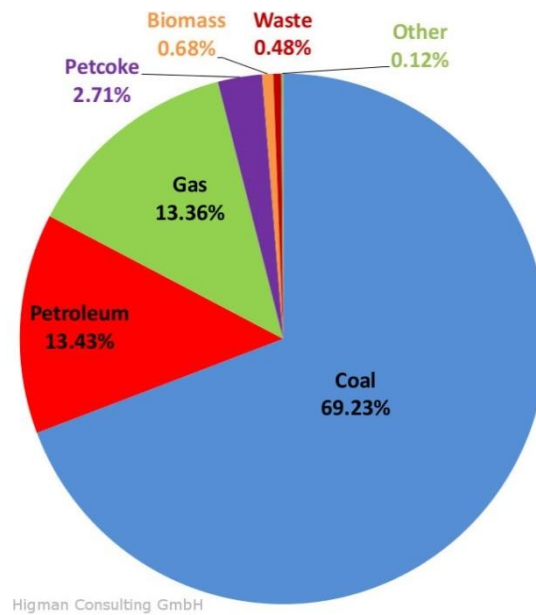


Рис. 1.1. Діаграма виробництва генераторного газу з різної сировини [1-9]

Сірку, що міститься в паливі у зв'язаному стані і яка є небажаною домішкою, переводять у газоподібні сірководень і сірководень вуглецю; кількість останнього є незначною. Залежно від способу газифікації в синтез-газі можуть міститись також продукти напівкоксування вугілля – олива, смола, феноли.

Серед процесів газифікації розрізняють автотермічні, при яких тепло, необхідне для ендотермічного процесу газифікації, отримують шляхом спалювання частини введенного палива газифікаційними агентами, що містять кисень, і алотермічні, коли необхідне тепло підводиться ззовні, за допомогою твердого або газоподібного теплоносія.

Процеси газифікації залежно від напрямку реагуючих потоків підрозділяють на протитечійні і прямотечійні. Основні відпрацьовані технологічні схеми газифікації твердих палив відомих світових компаній, які добре зарекомендували себе на світовому ринку [1-9]:

а) потокові (entrained bed): Shell, Prenflo(Uhde), Siemens(GSP), GE Energy(Texaco), CB&I(E-Gas), Mitsubishi(MHI), HT-L, MCSG(NRICI), OMB (ECUST), Tsinghua, TPRI;

б) з киплячим шаром (fluidized bed): HTW(Uhde), U-Gas(GTI), TRIG(KBR); в) з нерухомим шаром (moving bed): Lurgi (SEDIN), BGL.

До прямоточних процесів можна віднести технології газифікації в потоці, до протиточних – в нерухомому шарі. Технології з киплячим шаром з поверненням винесення – змішаний процес прямотечії з протитоком.

Важлива перевага протиточних процесів – сприятливіші умови використання тепла, недолік їх полягає у змішуванні газу, що утворюється при газифікації, з газом термічного розкладання, що містить порівняно велику кількість вищих вуглеводнів (рис 1.2).

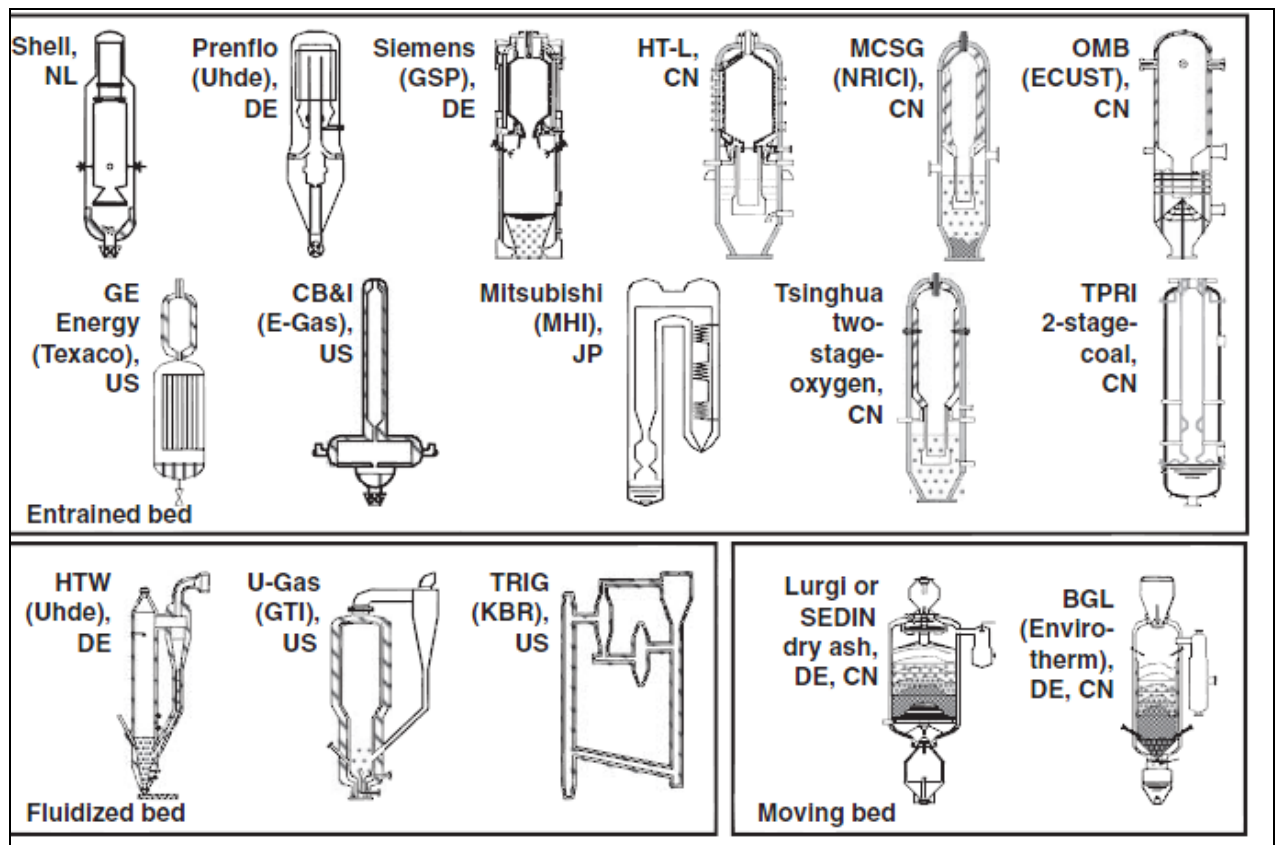


Рис. 1.2. Принципові схеми методів газифікації твердих палив [1-9]

Важливою характеристикою процесу газифікації є розмір частинок вугілля: в нерухомому шарі використовують кускове вугілля розміром більше 3 мм, в киплячому шарі крупність зерна доходить до 3 мм; пиловидне паливо

(частинки менше 1 мм) газифікують в потоці. Слід враховувати, що простір в газогенераторі обмежений по висоті, і, щоб забезпечити досить високу продуктивність апарату, необхідно витримувати розмір часток у певному інтервалі. Допустимо співвідношення 1:10 між найдрібнішими і найбільшими частинками; це означає, що вихідне вугілля може мати частинки, наприклад, від 3 до 30 мм. Природно, що при цьому допускається деяка кількість дрібниці (розмір частинок < 3 мм), але, в усякому разі, не більше 10%. Існуючі технології дозволяють переробляти палива більш широкого ситового складу, але при зниженому форсуванні.

Ще однією суттєвою відмітною ознакою процесу є підтримувані температури горіння та газифікації палива; від цього залежить, відповідно, тип видалення золи – в рідкому стані (у вигляді шлаку) або в твердому.

Крім того, на склад генераторного газу і ступінь конверсії вуглецю істотний вплив надає відношення газифікаційного агенту і вугілля, яке залежить від методу газифікації (табл. 1.2).

Таблиця 1.2. Відношення витрат газифікаційних агентів до твердого палива при різних способах газифікації

Найменування	Lurgi	KRW	Texaco	Shell
O ₂ /вугілля	0,2-0,56	0,53-0,79	0,64-0,97	0,75-1
Пара/вугілля	0,001-0,372	0,08-0,165	-	0-0,08

Застосування тієї чи іншої технології газифікації дуже сильно позначається на складі синтез-газу, що видно з таблиць 1.3 та 1.4.

Синтез-газ служить сировиною для виробництва багатьох хімічних і нафтохімічних продуктів, таких як метанол та інші оксигенатів, продукти синтезу Фішера-Тропша, а також використовується як заміна природного газу і для відновлення залізної руди. Оксид вуглецю і водень, основні компоненти синтез-газу, є головними будівельними блоками ряду інших продуктів, таких як паливо, хімікати, добрива

Найуспішнішими з методів газифікації вугілля в даний час є високотемпературні процеси газифікації в потоці, при яких пиловидне паливо вводиться в газифікатор разом з газифікаційними агентами (повітря, парокиснева суміш) [16, 19, 21-58]. Потокові газогенератори – самий універсальний тип газифікаторів, оскільки вони працюють на різних видах палива і при високій температурі (вище температури рідко-шлакового стану золи), завдяки чому досягається високий ступінь конверсії вуглецю і виходить вільний від смол і фенолів синтез-газ. Можливе створення одиничних блоків теплової потужності більше 500 МВт.

Таблиця 1.3. Склад сирого синтез-газу, отриманого різними методами газифікації

Склад, (мольн.) %	BGL	Texaco	Shell
CO	49,1	38,4	61,3
H ₂	26,1	28,6	27,6
CO ₂	3,5	12,6	2,2
CH ₄	6,5	0,15	0,1
N ₂	2,5	1	4,1
H ₂ O	9,6	17,4	2,5
Ar	0,5	0,7	0,8
H ₂ S	1,08	0,96	1,15

Таблиця 1.4. Склад сухого синтез-газу, отриманого різними методами газифікації

Склад, (мольн.) %	Lurgi	Winkler	Koppers-Totzek	KRW	Siemens	GE
CO	19,7	48,2	57,2	51,1	55	45,7
H ₂	37,2	35,2	30,7	29,1	31	31
CO ₂	30,2	13,8	10,5	12,3	8	16
CH ₄	11,8	1,8	0,1	5,1	0,1	0,03
N ₂	0,7	0,9	1,2	0,9	4,3	5
H ₂ S	-	-	0,3	-	0,2	1

Висока робоча температура ефективно руйнує всі вуглеводні, смоли, масла і феноли, які можуть утворитися під час виходу летких, а також видаляє більшу частину мінеральних речовин у вигляді шлаку. Однак такі

високі температури зменшують термін служби пальників і обмурівки і вимагають використання дорогих конструкційних матеріалів (хром Cr, діоксид цирконію ZrO_2) і складних мембранних конструкцій екранних поверхонь.

Бажано, щоб температура рідкоплавкого стану золи була якомога нижчою для створення сприятливих умов безперервного витікання рідкого шлаку з установки. Для цього можна використовувати подачу в газифікатор вапняку або інших мінералів. Але навіть у цьому випадку термін служби обмурівки газогенератора буде залежати від складу шлаку, тому що шлак до того, як встигне затвердіти, може глибоко проникати в обмуровувальні матеріали, тим самим деформуючи їх мікроструктуру. У результаті в обмурівці виникають тріщини, які через деякий час призводять до її руйнування. Обмурівки є дорогими частинами обладнання реактора. Щоб вони були економічно вигідними, термін їх служби має бути не менш, ніж 2-3 роки.

Низькозольне вугілля більш придатне для газифікації в потоці як з економічних, так і з технічних причин. Зі збільшенням зольності вугілля ефективність газифікації знижується і зростає кількість шлаку, що призводить до подорожчання процесу. Зменшення ефективності газифікації відбувається насамперед через збільшення споживання кисню, необхідного для підвищення температури процесу, отже для організації процесу рідкого шлаковидалення з великими тепловими втратами.

Чутливість поточних процесів до сірки і галогенів залежить від складу і стійкості матеріалів, використовуваних в газифікаторі, особливо в системах охолодження, очищення і відведення, а також від робочих умов процесу газифікації (особливо температури).

У типовому потоковому газифікаторі вихідне вугілля підсушується спочатку та мелеться до пилоподібного стану, а потім через систему шлюзових бункерів подається до працюючого під тиском газифікатора, або змішується з водою і подається до реактора помпами у вигляді водовугільної

суспензії. Кисень з пристрою розділення повітря разом з парою подаються до пальника через периферійні канали, а до центрального каналу вводиться суміш пилу та азоту (або пил та рециркулюючий синтез-газ).

Тут використовується два типи пальників. В пальниках першого типу змішення первинного (суміш пилу та транспортуючого агенту) і вторинного (парокиснева суміш) потоків відбувається у реакторі, другого – у камері попереднього змішення, яка розташована у пальнику.

Головною перевагою цього методу є можливість газифікації практично будь-якого вугілля, незалежно від типу і реакційної здатності. Для повної конверсії вуглецю необхідні високі температури, що забезпечують роботу газифікатора в режимі рідкого шлаковидалення. У цих умовах конверсія вуглецю наближається до 99,9 %, а зола перетворюється на інертний шлак відмінної якості. Проте виробництво дрібнодисперсного вугільного пилу і кисню вимагає великих економічних витрат, особливо в разі високої вологості й зольності вугілля.

Виробництво синтез-газу високої якості, майже повна конверсія вуглеводу і дуже висока продуктивність установки переважають вказані вище недоліки розглянутих процесів, що сприяє їх розвитку і широкому впровадженню.

Пилоподібне сухе вугілля з розміром частинок менше 100 мкм (90 %) газифікується у високотемпературному потоці під тиском 3,1 МПа що забезпечує високий (до 97 %) сумарний вміст CO і H₂, низьку концентрацію баласту (CO₂, H₂O) 2–5 %, ступень конверсії вуглецю до 99,9 % і калорійність 11-14 МДж/нм³. Використовується одноярусне зустрічне розташування пальників і парокисневе дуття (відношення кисень/вугілля – 0,75–1 і пара/вугілля – 0–0,1) (рис. 1.3).

Високі температури процесу і турбулентний масообмін створюють сприятливі умови для протікання гомогенних і гетерогенних реакцій, внаслідок чого на виході з реактора виходить синтетичний газ з високим

вмістом CO. Відношення об'ємних часток CO/H₂ становить 2,1. Отриманий синтез-газ практично не містить вищих вуглеводнів.

Оскільки температура в газогенераторі істотно перевищує температуру рідкошлакового стану золи, на мембранних поверхнях обмурівки формується шлакова плівка, яка стікає в нижню частину реактора, де охолоджується у водяній ванні. Інтенсивний променистий тепловий потік, що падає на мембранні екранні поверхні, сприяє генерації пари середнього тиску, яка використовується для приготування парокисневої суміші. Сирий синтез-газ і летка зола покидають газифікатор при температурі близько 1350-160°C.

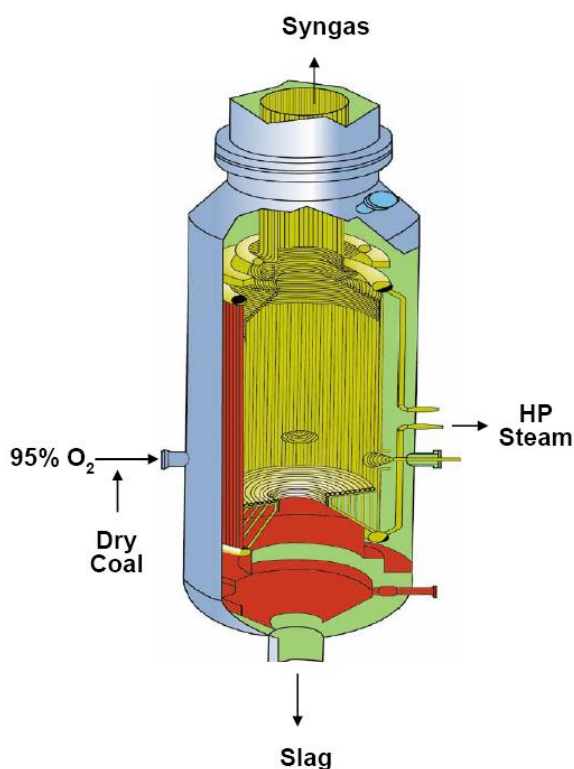


Рис.1.3. Конструктивна схема газифікатора "Shell" [36-42]

Перед надходженням у теплообмінник синтез-газ розбавляють очищеним від частинок синтез-газом, що рециркулює, і охолоджують до 900 °C, щоб запобігти прилипанню розплавленої золи до стінки. Система гарячого очищення синтез-газу працює при температурі близько 400 °C. Сирий синтез-газ з запиленістю менше 5 мг/м³ надходить у скрубєрну систему очищення водою від NH₃. Відбувається гідроліз HCN і COS в каталітичному реакторі. Для видалення сполук сірки використовується

аміноселективний сольвент. Сполуки сірки переробляються в процесі Клауса в елементну сірку. Для виробництва пари використовується котел-утилізатор, де віддають тепло газу, що залишають ГТУ.

Але відкритим залишається питання застосування парокисневої газифікації для олександрійського бурого вугілля та українського торфу, які відрізняються великим вмістом вологи.

1.4 Аналіз способів спалювання твердого палива в киплячому шарі

Основними перевагами технологій киплячого шару є [61-70]: можливість використання вугілля різного ступеня метаморфізму в діапазоні зольності 10-60%, а також відходів вуглезбагачення зольністю до 80% без додавання високореакційного палива для їх горіння або газифікації; високі екологічні показники процесів термічної переробки, що досягаються за рахунок низьких температур конверсії, можливості організації ступінчастого підведення повітря і подачі вапняку в шар; широкий діапазон регулювання продуктивності установок; висока напруженість топкового об'єму в зоні КШ. Перераховані вище фактори призвели до широкого застосування технологій КШ. На даний час можна визначити такі модифікації установок КШ [62-75]:

- з низькотемпературним киплячим шаром;
- з високотемпературним киплячим шаром;
- з циркулюючим киплячим шаром;
- з киплячим і циркулюючим киплячим шарами під тиском.

1.4.1 Установки спалювання та газифікації в низькотемпературному киплячому шарі

Основною перевагою установок з низькотемпературним бульбашковим киплячим шаром (НКШ) є організація процесу термічної переробки твердого палива в шарі інертного матеріалу та сорбенту (вапняку, доломіту) при температурі 1050-1250 К (777-977 °С). У зв'язку з тим, що кількість вуглецю в

реакційній зоні установок НКШ не перевищує декількох відсотків, в них можна спалювати рядове вугілля, відходи вуглезбагачення і сланці.

Основні характеристики вугілля та відходів вуглезбагачення, що спалювалися в установках з НКШ, приведені в табл. 1.5.

Представлені матеріали показують, що вугілля може досить успішно спалюватися в установках з НКШ. У той же час їх розвиток стримується складнощами організації процесу горіння на великих площах КШ і значними (6% і більше) втратами теплоти палива з механічним недопалом за рахунок винесення частини палива з шару.

Таблиця 1.5 – Характеристики вугілля та відходів вуглезбагачення, що спалювалися в установках з НКШ

Країна	Марка вугілля	Q_i^r , МДж/кг	A_1^d , %	Джерело інформації
Велика Британія	Усі марки вугілля	< 11.4	60	[65]
	Кам'яне вугілля	16.5-32.5	3-52	[65]
США	Антрацитовий штиб (АШ)	13.8-20.0	30-53	[77]
	Відходи збагачення АШ	6.9-11.5	67-69	[78]
Німеччин	Кам'яне вугілля	11.8	> 40	[75]
Індія	Відходи вуглезбагачення	9.9	67	[45]
Польща	Відходи збагачення кам'яного вугілля	12.5	> 30	[65]
Корея	АШ	19.0	40	[65]
	Буре вугілля	7.0	69	[68]
Чехія	Буре вугілля	7.5	45-54	[68]
Бразилія	Відходи вуглезбагачення	12.3	57.4	[68]
Ірландія	Відходи вуглезбагачення	11,0	55.0	[68]
Україна	Вугілля ГСШ, ДГ	16,5-20,4	31-42	[65]

Якщо остання проблема може бути вирішена за рахунок організації двоступеневої термічної переробки з частковою газифікацією вугілля в шарі, допалюванням газоподібних продуктів газифікації в надшаровому просторі і поверненням винесених з топки частинок в НКШ, то створення парогенераторів НКШ великої одиничної потужності представляється проблематичним.

1.4.2 Установки для спалювання вугілля в високотемпературному киплячому шарі

Відмінною ознакою технології спалювання у ВКШ є організація двоступеневої термічної переробки твердого палива. В першому ступені конверсія палива здійснюється в режимі повітряної газифікації на рухомій решітці КШ при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 0.6-0.7$ і температурі шару $T_{\text{ш}} = 1450-1650 \text{ K}$ ($1177-1377 \text{ }^{\circ}\text{C}$). У другому ступені відбувається спалювання над шаром газоподібних продуктів газифікації. Шлак на першому ступені ВКШ плавиться і агломерується. Одна, при наявності рухомої решітки це не призводить до порушення роботи КШ, а висока швидкість газового потоку у решітки ($U_{\text{г}} = 12-18 \text{ м/с}$) запобігає порушенню циркуляції в шарі.

Недоліками статками установок з ВКШ є: висока металоємність, наявність рухомої решітки та складність її обслуговування, неможливість утилізації твердого палива зі змінним складом мінеральної компоненти [64]. Термічна переробка вугілля у ВКШ не призводить до зниження концентрацій оксидів сірки і азоту в димових газах порівняно з факельним спалюванням.

В даний час установки з ВКШ застосовуються, в основному, для термічної переробки низькорекційних вугілля в шахтних котельнях, проте такі палива можуть бути утилізовані, і причому більш ефективно, із застосуванням інших технологій КШ (особливо циркулюючого киплячого шару – ЦКШ).

1.4.3 Установки для спалювання і газифікації твердого палива в циркулюючому киплячому шарі

Відмінною особливістю технологій ЦКШ є організація процесу конверсії як в КШ, так і в надшаровому просторі з поверненням і багаторазовою циркуляцією частинок палива в реакційній зоні.

Методи термічної переробки твердих палив в ЦКШ мають ряд переваг в порівнянні з методами їх спалювання в НКШ. Так, в ЦКШ досягається більш висока ефективність утилізації палива, яка забезпечується за рахунок

двоступеневого спалювання і багаторазової циркуляції частинок. Установки з ЦКШ мають велику маневреність, в них розділені області горіння і теплообміну, зв'язування оксидів сірки досягається при менших відношеннях кальцій-сірка, а спалювання палива відбувається при більш низьких коефіцієнтах надлишку повітря. Крім того, установки з ЦКШ можуть мати велику одиничну потужність, що обумовлено високими тепловими навантаженнями топкового об'єму. Вони пристосовані для спалювання всіх видів палива, промислових і сільськогосподарських відходів, а також відходів вуглезбагачення із зольністю до 80% [62]. Зазначені переваги призвели до широкого впровадження в ЦКШ-технологій на електростанціях світу [61,62,64,70-75].

Що стосується технологій повітряної та пароповітряної газифікації вугілля в ЦКШ, то їх створення, як правило, спрямоване на розробку аналогічних методів термічної переробки в ЦКШД [81], однак, ЦКШ-газогенератори можуть також бути використані при отриманні синтез-газу для потреб енергетики, металургії, коксохімії та комунально-побутового сектора [64]. Планується також використання газифікації біомаси в ЦКШ в схемах ПГУ на твердому паливі [82].

Технології спалювання вугілля в ЦКШ по відношенню до інших технологій КШ при атмосферному тиску мають ряд переваг, а саме [63,64,78]:

- мають високу теплову напруженість, як зони киплячого шару, так і надшарового простору;
- дозволяють регулювати навантаження котлоагрегатів в межах 50-110% від номінального (у ряді випадків – 30-120%) без зміни технологічних показників процесу горіння;
- шляхом ступінчастої подачі повітря в шар та низьких температур горіння мають викиди оксидів азоту $\text{NO}_x < 300 \text{ мг/нм}^3$;
- шляхом подачі вапняку та/або доломіту в шарі йде ефективний процес зв'язування діоксиду сірки.

1.4.3.1 Технологія «Лургі»

Принципова схема ЦКШ-котлоагрегату за системою «Лургі» (Lurgi) показана на рис. 1.4. Вугілля надходить в тракт повернення КЗЗ або нижню частину топки, куди також подається вапняк (або доломіт). У нижній частині топки відбувається спалювання великих і частини дрібних частинок палива за рахунок подачі туди повітря під перфоровану решітку повітря.

Дрібні частинки коксу і золи виносяться із зони КШ і надходять в надшаровий простір топки, де спалюються за рахунок подається туди вторинного повітря. КЗЗ, що складається з частково вигорілих частинок коксу і золи, з верхньої зони топки разом з газоподібними продуктами згоряння виводиться в циклон, де дані потоки розділяються: газоподібні продукти з незначною часткою дрібних частинок надходять в конвективну шахту, а КЗЗ – в тракт повернення.

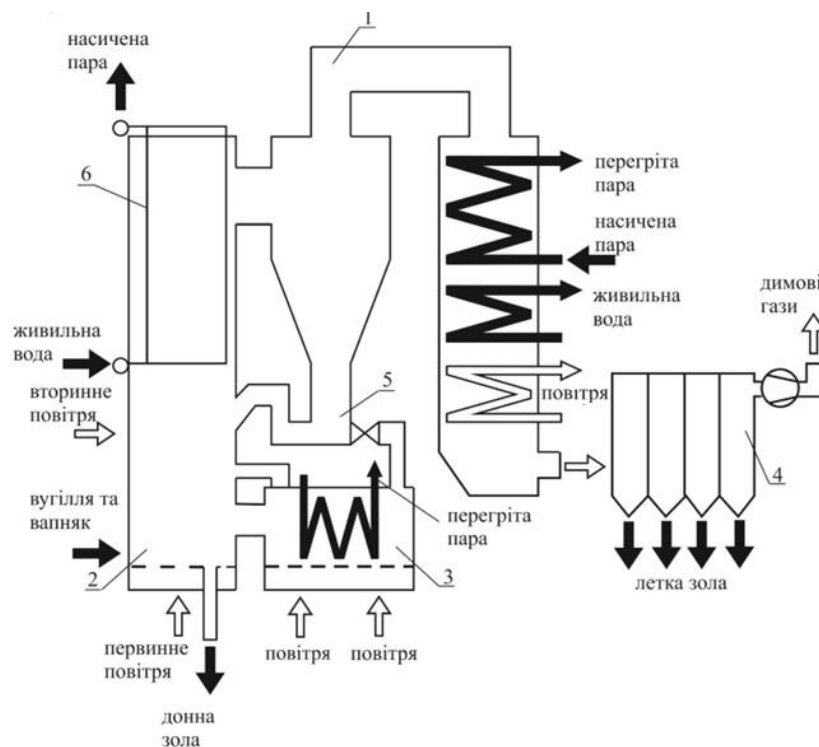


Рис. 1.4. Принципова схема ЦКШ-котлоагрегату системи «Лургі»: 1 - циклон, 2 - топка, 3 - теплообмінник киплячого шару, 4 - рукавний фільтр, 5 - L-клапан, 6 - випарні поверхні

Пройшовши через тракт повернення, КЗЗ направляється в L-клапан, розділяється за допомогою регулюючого пристрою (піки) на два потоки, один

з яких повертається в топку, а інший надходить у виносний теплообмінник киплячого шару. Після часткового охолодження у виносному теплообміннику киплячого шару другий потік КЗЗ також повертається в топку. За рахунок багаторазової циркуляції КЗЗ у системі забезпечується необхідний час перебування частинок палива в реакційній зоні і їх випалювання. Газоподібні продукти згоряння разом з дрібними винесеними частинками проходять конвективну шахту, охолоджуються і прямують до рукавного фільтра або електрофільтра, де розділяються: тверді частинки уловлюються і складаються у вигляді легкої золи, а газоподібні продукти через димосмок виводяться в димову трубу. В котлоагрегаті також передбачено виведення донної золи з нижньої частини киплячого шару і подача (за необхідності) інерту (золи) в КШ зі спеціального бункера. У ЦКШ-котлоагрегатах системи «Лургі» не передбачено розміщення ширмових поверхонь у верхній частині топки.

Циклони котлоагрегатів футеровані зсередини. Відведення теплоти в процесі горіння відбувається в топці (30-35%), де розміщені випарні поверхні, виносному теплообміннику киплячого шару (30-35%) (випарні поверхні, ступені пароперегрівника), конвективній шахті (35%) (економайзер, ступені пароперегрівника, повітропідігрівник). Регулювання продуктивності установки проводиться за рахунок зміни швидкості пилогазового потоку в топці і частки потоку золи, що проходить через виносний теплообмінник киплячого шару. Останній спосіб регулювання навантаження ЦКШ-котлоагрегату дозволяє змінювати паропроductивність в межах 50-110% без зміни температури і технологічних показників процесу горіння, що особливо важливо для низькорекційного і високосірчистого вугілля, коли забезпечуються найбільш оптимальні температури горіння і зв'язування сполук сірки. Крім того, низькі швидкості потоку повітря (0,3-0,7 м/с) в теплообміннику киплячого шару, в порівнянні зі швидкістю пилогазового потоку в топці (4-7 м/с) [62] не призводять до абразивного зносу поверхонь нагріву, а ефективність теплообміну істотно зростає за рахунок її

кондуктивної складової. Рівномірне розміщення теплогіюму між топкою, конвективною шахтою і виносним теплообмінником киплячого шару дозволяє в більшості випадків регулювати навантаження ЦКШ-парогенераторів в межах 30-110% (30-50% за рахунок збільшення частки O_2 в димових газах). До недоліків установок ЦКШ системи «Лургі» слід віднести їх громіздкість, велику метало- і матеріаломісткість, тривалий термін пуску котлоагрегатів з холодного стану.

1.4.3.2 Технологія «Пірофлоу»

Основними елементами котла за методом «Пірофлоу» (Pyroflow) є [86,88]: топкова камера, гарячий циклон і конвективні поверхні нагріву (рис.1.5). Топкова камера розділена на футеровану нижню частину і верхню частину, виконану з мембранних випарних екранів (останні роки вся топка робиться з мембранних екранів з їх футеровкою в нижній частині). У верхній частині також розташовані ширмові екрани, які використовуються у вигляді випарних і пароперегрівальних поверхонь. Циклони футеровані, а в конвективній частині установки знаходяться повітропідігрівник, економайзер і ступені пароперегрівника.

Принцип роботи котлоагрегатів системи «Пірофлоу» близький до котлоагрегатів системи «Лургі», однак на тракті повернення в даних парогенераторах відсутні системи охолодження золи, а регулювання їх продуктивності здійснюється за рахунок зміни швидкості пилогазового потоку і температури в топаці. При такій організації процесу горіння 60-65% корисної теплоти передається нагрівальним поверхням в топці, а 35-40% – в конвективній шахті [86]. Діапазон регулювання продуктивності ЦКШ-котлоагрегатів системи «Пірофлоу» менший, ніж для системи «Лургі» (за рахунок відсутності теплообмінника киплячого шару) і становить в основному 45-110% від номінального навантаження, причому без зміни технологічних показників горіння тільки 70-110% [87].

До переваг даної технології слід віднести [86, 88] її відносну простоту, більш низьку металоємність відносно котлів «Лургі», можливість використання різних видів твердих палив: деревної тріски, торфу, лігнітів, сланців, вугілля і нафтового коксу.

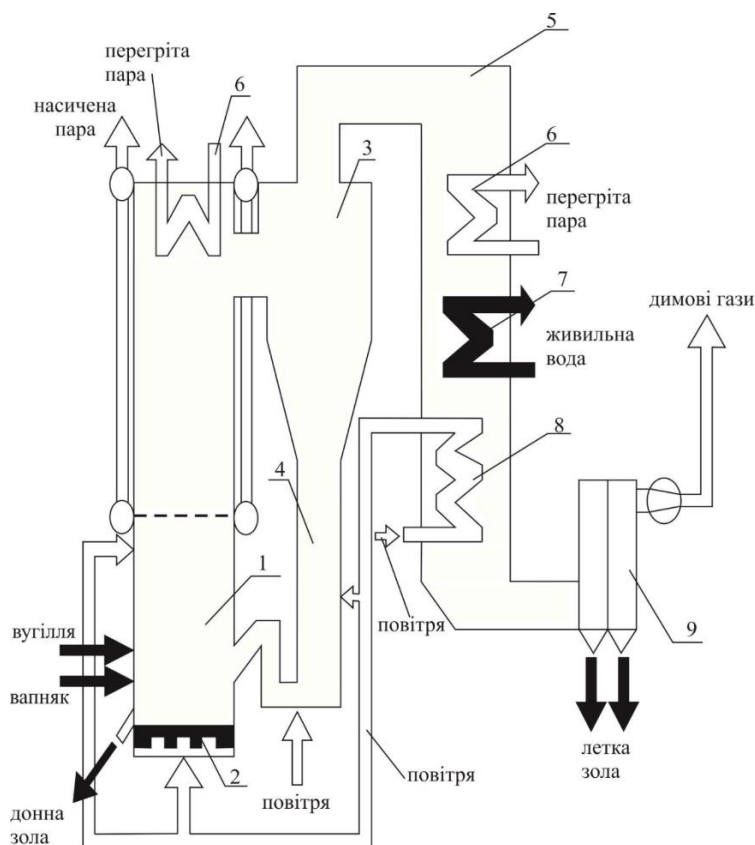


Рис.1.5. Принципова схема ЦКШ-котлоагрегату системи "Пірофлоу":

1 – топка, 2 – решітка киплячого шару, 3 – циклон, 4 – тракт рециркуляції золи, 5 – конвективна шахта, 6 - пароперегрівник, 7 – економайзер, 8 – повітропідігрівник, 9 – електрофільтр

До недоліків – вузький діапазон регулювання навантаження парогенератора, підвищений знос ширмових поверхонь нагріву, недоцільність використання для спалювання високосірчистого вугілля (через регулювання продуктивності зміною температури горіння). За інших рівних умов потужність котлоагрегатів системи «Пірофлоу» нижче, ніж системи «Лургі». Для усунення зазначених недоліків на потужних ЦКШ-котлоагрегатах системи «Пірофлоу» в останні роки встановлюються виносні теплообмінники типу «Інтрекс» (рис. 1.6). При такому рішенні частина пилогазового потоку забирається з верхньої частини киплячого шару, охолоджується в

теплообміннику «Інтрекс» і повертається в нижню частину шару. Це розширює регулювальні можливості котлоагрегатів і збільшує їх потужність.

Відносна простота системи «Пірофлоу» призвела до найширшого з ЦКШ-технологій використання на ТЕС світу. Сьогодні працює близько 200 енергетичних установок, що використовують дану систему спалювання. Найбільш великими з них є (см. табл.1.6): два котлоагрегати по 700 т/год пари (530 теплових МВт) на ТЕС Туров (Польща), котлоагрегат на 530 т/год пари (410 теплових МВт) на ТЕС Сідней (Канада), котлоагрегат на 450 т/год пари (340 теплових МВт) на ТЕС Жерань (Польща), котлоагрегати на 400-420 т/год пари (305-320 теплових МВт) на ТЕЦ м. Ессен (Німеччина), м. Сейнайокі (Фінляндія), ТЕС Трону, Нунао Клас (США). Сьогодні ЦКШ-котлоагрегати системи «Пірофлоу» створюються фірмами «Фостер Віллер», «ЕФТ», «Факоп», «Рафако», «Мітсуї». Для подальшого розвитку технології фірмою створено компакт-дизайн котлоагрегату (рис. 1.8.) [88]. Його основні відмінності: квадратний циклон і щільний тракт повернення КЗЗ. Дані котлоагрегати можуть працювати як в режимі природної циркуляції, так і як прямоточні парогенератори. Останнє рішення дозволяє підвищити ККД процесу за рахунок більш високих параметрів пари [88]. Був також розроблений варіант ЦКШ-котлоагрегату з пароохолодженням вертикальним циклоном.

1.4.3.3 Котлоагрегати циркулюючого киплячого шару з жалюзійними пиросепараторами

Одним з недоліків вище викладених технологій «є наявність в системі громіздких металоємних виносних циклонів, що не дозволяє у разі реконструкції розміщувати ЦКШ-котлоагрегати в існуючих комірках. Для усунення даного недоліку розроблена ЦКШ-технологія з жалюзійним пиросепаратором замість виносного циклону [89,90] – рис. 1.7.

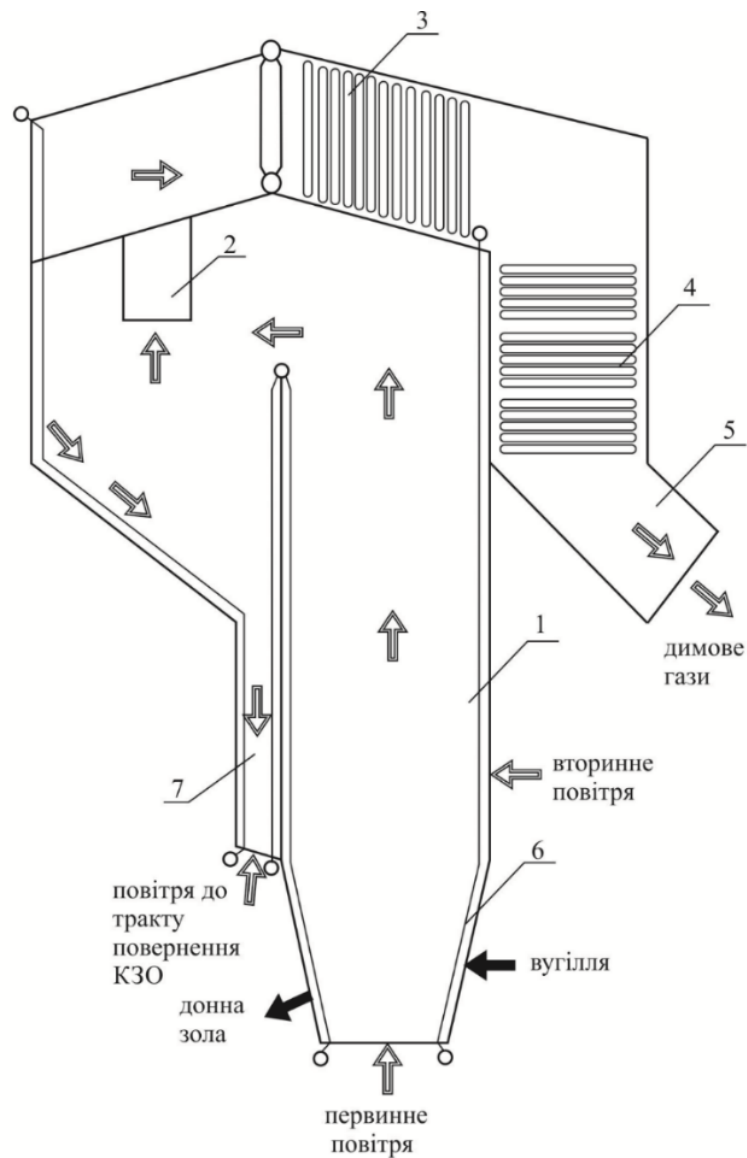


Рис. 1.6. Принципова схема ЦКС-котлоагрегату за технологією «Пірофлоу» (компакт-дизайн): 1 – топка, 2 – сепаратор твердих частинок, 3 – пароперегрівник / промперегрівник, 4 – конвективний газохід (економайзер, пароперегрівник, повітропідігрівник), 5 – вихід димових газів до електрофільтра та димососа, 6 – випарні поверхні, 7 – тракт повернення частинок.

Створена ЦКШ-технологія спрямована на спрощення конструкції парогенератора з наближенням її до традиційної факельної за рахунок:

- відмови від виносних циклонів,
- розміщення жалюзійного пилосепаратора на місці фестону,
- посилення внутрішньотопкової циркуляції твердих частинок.

ЦКШ-котлоагрегат з жалюзійним пилосепаратором продуктивністю 211 тонн пари за годину, побудованого фірмою «Бабкок Вілкокс» (Babcock & Wilcox) являє собою однобарабанний парогенератор з природною циркуляцією. У нижній частині топки розміщена решітка киплячого шару, у верхній частині в зоні повороту встановлені два швелеркових сепаратора, один з яких розміщений на виході з топки, інший – в перехідній шахті. За перехідною шахтою розміщені конвективні поверхні нагріву (ступені пароперегрівника, економайзера). Після них встановлені мультициклон і повітропідігрівник. Топка огорожена випарними мембранними поверхнями. В середині її виконані три розділових випарних екрани, у верхній частині – ширмові поверхні пароперегрівника. Швелерковий сепаратор першого ступеня складається з двох рядів ударних *U*-подібних елементів, підвішених до даху котла і розміщених в шаховому порядку. Вловлений в них КЗЗ повертається безпосередньо в топку, підсилюючи внутрішню циркуляцію. Сепаратор другого ступеня також складається з розташованих в шаховому порядку *U*-подібних елементів, однак вловлені в ньому тверді частинки надходять в бункер під сепаратор і по зовнішньому контуру циркуляції повертаються в зону киплячого шару.

Модифікація ЦКШ-котлоагрегатів за технологією «Бабкок Вілкокс», передбачає повернення вловлених у другому ступені частинок в пристінну зону верхньої частини топки і відсутність тракту зовнішньої циркуляції КЗЗ після сепаратора.

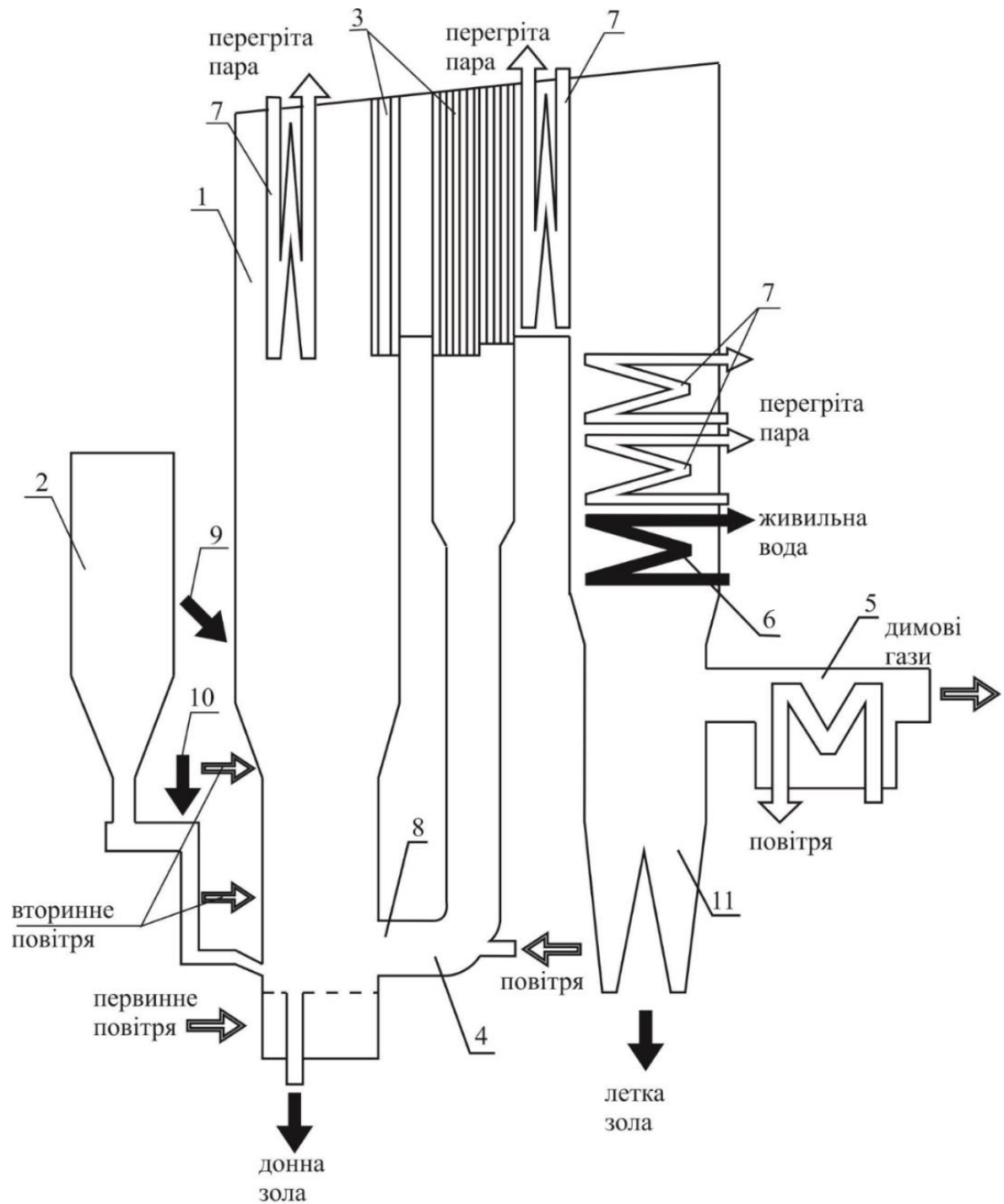


Рис.1.7. Принципова схема ЦКШ-котлоагрегату з жалюзійним пиросепаратором:

1 – топка з випарними поверхнями, 2 – бункер вугілля, 3 – швелеркові сепаратори, 4 - L-клапан, 5 - повітропідігрівник, 6 – економайзер, 7 - ступені пароперегрівника, 8 - рециркуляція КЗЗ, 9 - рециркуляція леткої золи, 10 - сорбент, 11 – мультициклон

Жолобковий сепаратор забезпечує очищення продуктів згоряння від твердих частинок на 95-98,5% [90]. Очищення газоподібних продуктів від дрібних частинок відбувається в мультициклоні і електрофільтрі. У схемі передбачено повернення «холодного» виносу з мультициклону для регулювання температури в топці і забезпечення більш повного випалювання вуглецю.

Переваги ЦКШ-технології з жалюзійними пиросепараторами [89,90]:

1. Наявність швелеркового сепаратора дозволяє виконати ЦКШ-котлоагрегат в стандартному факельному компонуванні без гарячих циклонів. Завдяки низькій і рівномірній швидкості газу у верхній частині топки, ерозія ширмових поверхонь нагріву незначна.
2. Наявність першого ступеня швелеркового сепаратора збільшує внутрішню циркуляцію частинок в топці і сприяє їх рівномірному розподілу по висоті.
3. двоступенева система очищення від твердих частинок підвищує ефективність використання твердого палива завдяки високому ККД мультициклону і дозволяє в широких межах регулювати кількість матеріалу в топці.
4. Відсутність громіздкого вертикального циклона і тракту повернення зменшують метало- і матеріаломісткість котлоагрегату і більш, ніж в два рази прискорюють його пуск з «холодного» стану.

У той же час за рахунок відсутності виносних теплообмінників киплячого шару обмежує потужність парогенераторів і зменшує діапазон регулювання їх продуктивності. Крім того, заохолодження КЗЗ перед його уловлюванням в мультициклоні може призвести до помітного погіршення ефективності спалювання низькорекційного вугілля.

1.5 Постановка мети та задач досліджень

Аналіз вище викладених матеріалів дозволяє поставити мету та задачі досліджень, а саме:

Мета роботи: розроблення методів підвищення ефективності та екологічності котлів шляхом модернізації технологій та обладнання.

Задачі досліджень:

- 1) Удосконалити методику розрахунків котельного обладнання для супер-надкритичних параметрів пари. На підставі удосконаленої методики обґрунтувати технічні рішення з оптимізації конструктивних, технологічних та екологічних параметрів котла на супер-надкритичні параметри пари в діапазоні навантажень 40-100 %.
- 2) Розробити концепцію пароповітряного газифікатора під тиском на торфі для застосування з котлом енергоблоку 300 МВт та визначити його основні технологічні параметри.
- 3) Розробити методику розрахунку котлів киплячого шару з урахуванням наявності кондуктивного, конвективного та радіаційного теплообміну в умовах високої об'ємної концентрації твердих частинок.
- 4) Розробити на підставі проведених розрахунків котлів киплячого шару основні схемні рішення та проєкти для котла 10 т/год з низько-температурним киплячим шаром з рециркуляцією твердої фази та котла 75 т/год з циркулюючим киплячим шаром.

РОЗДІЛ 2. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВУГІЛЬНИХ КОТЛІВ ПРИ ПЕРЕХОДІ НА ВИЩІ ПАРАМЕТРИ ПАРИ

2.1 Обґрунтування модернізації вугільного котла

Головними перевагами переходу парогенераторів від НКП до СНКП і подальшого збільшення тиску і температури гострої та вторинної пари є:

- а) зменшення питомих витрат палива на виробіток одиниці енергії;
- б) скорочення викидів забруднюючих речовин.

Відносне зниження валових викидів ΔE забруднюючих речовин та діоксиду вуглецю як основного парникового газу можна пояснити економією палива. Воно описується залежністю [91]:

$$\Delta E = 1 - \eta_1 / \eta_2 \quad (2.1)$$

де η_1 – ККД енергоустановки до реконструкції чи модернізації;

η_2 – ККД енергоустановки після реконструкції чи модернізації;

При збільшенні ККД енергоблоку з а рахунок переходу на СНКП на 5 % – з 38% до 43% зниження валових викидів забруднюючих речовин можна оцінити на 11.6 %. Водно складатиметься з підвищення ККД котла та зростання ККД пароводяного циклу.

Додатковим аргументом для кращої екологічності може стати впровадження топки з твердим шлаковидаленням (Dry Bottom Boiler), що практично в два рази знижує викиди оксидів азоту NOx в порівнянні з топками з рідким шлаковидаленням (Wet Bottom Boiler) [91].

Тому метою цього розділу є наукове обґрунтування модернізації котла на параметри СНКП для підвищення його ефективності та екологічності [92-96] а його особливістю є розрахунок котла СНКП, який розмістився в комірці існуючого котла НКП (рис. 2.1)

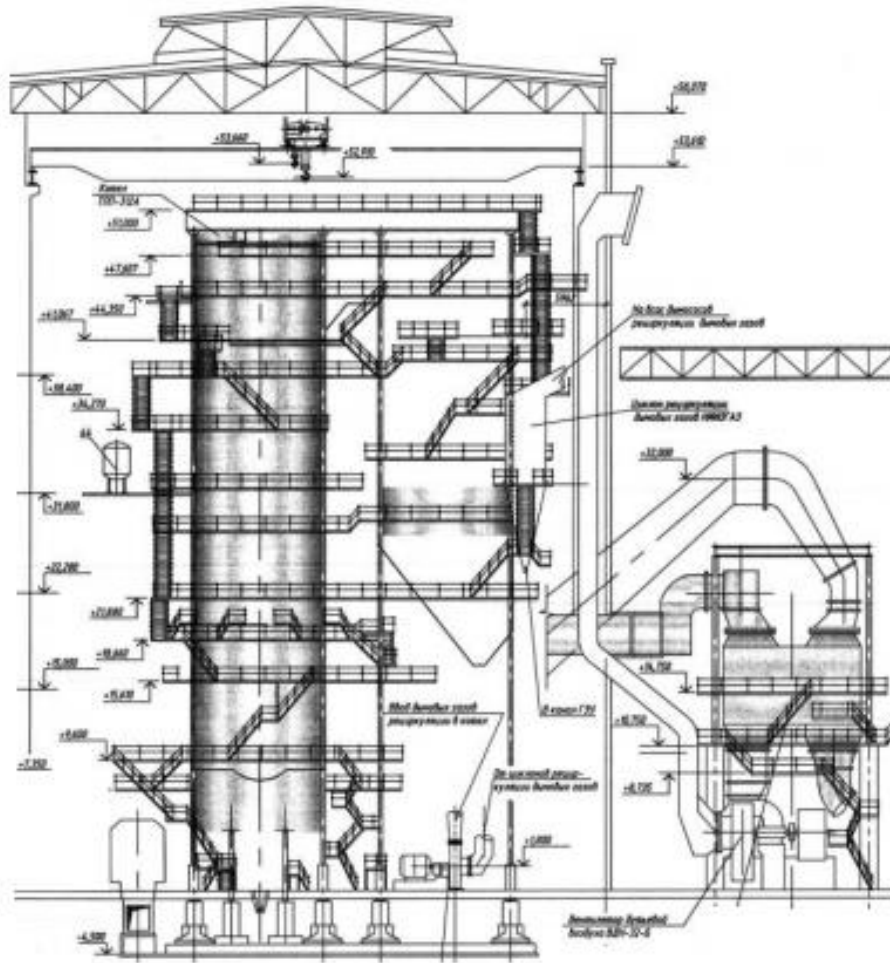


Рис.2.1 – Компонівка котла НКП (ТІП-312) в котельному приміщенні

2.1.1 Розрахунок топки котла

Методика розрахунку теплообміну в топці [96] базується на застосуванні теорії подоби до топкового процесу. Розрахункова формула пов'язує безрозмірну температуру газів на виході з топки θ''_T з критерієм радіаційного теплообміну Больцмана, ступенем чорноти топки і параметром M , що враховує характер розподілу температури по висоті топки і залежить від відносного розташування максимуму температури факела. Початковою для розрахунку теплообміну є формула [92]

$$\theta''_T = \frac{T''_T}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{Ma_T^{0,6} + Bo^{0,6}} \quad (2.2)$$

де критерій радіаційного теплообміну Больцмана визначається з виразу

$$Bo = \frac{\varphi B_p V c_{cp}}{4,9 \cdot 10^{-8} \psi_{cp} F_{ст} T_a^3} \quad (2.3)$$

ступінь чорноти топки за залежністю

$$a_{\tau} = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \psi_{\text{ср}}} \quad (2.4)$$

ступінь чорноти факелу як

$$a_{\phi} = 1 - \exp(-k_{\Gamma} r_{\text{п}} p s) \quad (2.5)$$

Підставляючи (2.3) в (2.2) отримаємо вираз для розрахунку температури газів ($^{\circ}\text{C}$) на виході з топки (перевірочний розрахунок)

$$g_{\tau}^{//} = \frac{T_a}{M \left(\frac{4,9 \cdot 10^{-8} \psi_{\text{ср}} a_{\tau} F_{\text{ст}} T_a^3}{\phi B_p V c_{\text{ср}}} \right)^{0,6} + 1} - 273 \quad (2.6)$$

Якщо відома температура газів на виході з топки (конструкторський розрахунок), можна знайти поверхню стін топки згідно з формулою [5]

$$F_{\text{ст}} = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{4,9 \cdot 10^{-8} a_{\tau} \psi_{\text{ср}} M T_{\tau}^{//} T_a^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_{\tau}^{//}} - 1 \right)^2} \quad (2.7)$$

Ширина топки по фронту розташування вихрових пальників визначається за формулою [97]

$$b_{\Gamma} = 2S_{\text{ст}} + \left(\frac{z_{\Gamma}}{2z_{\text{яp}}} - 1 \right) S_{\Gamma} \quad (2.8)$$

Глибина топки відповідно до виразу [96]

$$a_{\tau} = S_{\Gamma} \left(\frac{4}{n_{\Gamma}} + \phi_a z_{\text{яp}} \right) c \quad (2.9)$$

де ϕ – коефіцієнт збереження тепла; T_a , $T_{\tau}^{//}$ – температури адіабатична і на виході з топки, К; $r_{\text{п}}$ – сумарна об'ємна частка трьохатомних газів; k_{Γ} – коефіцієнт ослаблення променів трьохатомними газами; p – тиск, МПа; s – ефективна товщина випромінюючого шару, м; $\psi_{\text{ср}}$ – середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів; $F_{\text{ст}}$ – поверхня стін, м^2 ; B_p – розрахункова витрата палива, кг/год ; $V c_{\text{ср}}$ – середня теплоємність газів, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$; n_{Γ} – параметр крутки на виході з пальників; $z_{\text{яp}}$ – кількість ярусів пальників; ϕ_a і c – експериментальні коефіцієнти; $S_{\text{ст}}$ – відстань від крайніх

пальників до сусідніх стін; S_r – відстань між осями пальників по горизонталі; z_r – кількість пальників в парогенераторі.

При розрахунку при заданій температурі газів на виході з топки визначається поверхня стін котла (2.7), а за допомогою виразів (2.8) і (2.9) – ширина, глибина і площа перерізу топки, що в підсумку дозволяє визначити висоту топки.

Для отримання детальної інформації про розподіл температур димових газів і питомих теплових потоків по висоті топки проводився позонний тепловий розрахунок [96]. При цьому топка умовно розбивається на N зон в залежності від її висоти. Зона розташування пальників, що характеризується максимальним тепловиділенням, розраховується як одне ціле.

Розрахунок кожної зони виконується в такій послідовності. Спочатку за кресленням визначаються активний об'єм зони і поверхня стін розрахункової зони. Попередньо задається температура газів на виході із зони. Далі визначаються ентальпія відхідних газів, теплоємність продуктів згоряння, коефіцієнти ослаблення газового потоку трьохатомними газами, частинками золи і коксу, оптична товщина газодисперсного потоку, коефіцієнт теплової ефективності екранів, ступені чорноти факела і зони (рівняння (2.4) і (2.5)), температура газів на виході із зони. Якщо отримане значення температури газу відрізняється від раніше прийнятого більш ніж на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, необхідно задати нове значення температури і повторити розрахунок до досягнення необхідної точності.

В основі розрахунку температури газів на виході із зони є рівняння енергії, яке для сталого стану визначає зв'язок між виділенням тепла і теплообміном в окремих зонах топкової камери [92]. Стосовно до об'ємів обмеженого розміру рівняння записується в алгебраїчній формі, зручній для розрахунків. Температура газів в кожній із зон розраховується виходячи з тепловиділення в зоні, зміни ентальпії продуктів згоряння і тепловідведення із зони. Температура газів на виході із зони максимальних тепловиділень обчислюється з використанням рівняння збереження енергії

$$g'' = \frac{100}{100 - q_4} \beta_{\text{сг}} \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}} + Q_{\text{в}}}{V c''} - \frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_{\text{т}} T'^4}{B_{\text{р}} V c''} \psi F \quad (2.10)$$

Температура газів на виході із зон, розташованих вище зони максимальних тепловиділень, розраховується як

$$g'' = \frac{\Delta \beta_{\text{сг}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{V c''} + \frac{c'}{c''} g' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^4 \right] \frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_{\text{т}} T'^4 [F_{\text{с.ср}} (\psi'' - \psi') + \psi_{\text{ср}} F_{\text{сг}}]}{2 B_{\text{р}} V c''} \quad (2.11)$$

де $\Delta \beta_{\text{сг}}$ – частка вигорання палива в зоні; c' , c'' – значення теплоємності на вході і виході із зони, кДж/(кг·°С); $F_{\text{с.ср}}$ – середня площа топкової камери, м²; g' – температура газів на вході в зону, °С.

Якщо при позонному розрахунку температура відхідних газів (остання зона по ходу газів) буде відрізнятися від температури газів на виході з топки, визначеної з розрахунку топкової камери в цілому (вираз (2.6)), більш ніж на 30 °С, то слід задати інший розподіл тепловиділень по ходу факела і обчислення повторити.

2.1.2 Розрахунок радіаційно-конвективних поверхонь нагріву (ширми).

При розрахунку поверхонь нагріву ширмових пароперегрівачів задаються конструктивні характеристики (діаметр і кількість труб, поверхня нагріву, поперечний і поздовжній кроки тощо) і попередньо оцінюють кінцеву температуру газового середовища. Далі послідовно визначають середню температуру газів в ширмах, коефіцієнти ослаблення газового потоку трьохатомними газами і золотими частинками, оптичну товщину газодисперсного потоку, ступінь чорноти ширм $a_{\text{ш}}$ (рівняння (2.4)), радіаційне тепло, сприйняте поверхнями вихідного і вхідного перерізів ширм

$$Q_{\text{л.в.их}} = \frac{Q_{\text{л.вх}} (1 - a_{\text{ш}}) \varphi_{\text{ш}}}{\beta} + \frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_{\text{ш}} H_{\text{л.в.их}} T_{\text{ср}}^4 \xi_{\text{п}}}{B_{\text{р}}} \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{л.вх}} = \frac{q_{\text{л.ш}} H_{\text{л.вх}}}{B_{\text{р}}} \quad (2.13)$$

Теплосприйняття ширм і додаткових поверхонь $Q_{б.ш}$, розташованих в районі ширм, і приріст ентальпії пари в ширмах $\Delta i_{ш}$

$$Q_{б.ш} = \varphi(I' - I'' + \Delta \alpha I_{прс}^0), \quad \Delta i_{ш} = \frac{(Q_{л.ш} + Q_{б.ш})B_p}{D_{ш}}, \quad (2.14)$$

Температуру пари на виході з ширм, середню температуру пари в ширмах, питомий об'єм і швидкості пари $w_{пар}$ і газу w_g в ширмах, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби ширм:

$$\alpha_{к.пар} = 0,023 \frac{\lambda_{пар}}{d_0} \left(\frac{w_{пар} d_0}{\nu_{пар}} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_l \quad (2.15)$$

$$\alpha_{к.g} = 0,2 C_z C_s \frac{\lambda_g}{d_e} \left(\frac{w_g d_e}{\nu_g} \right)^{0,65} Pr^{0,33}$$

Температуру зовнішньої поверхні забруднень стінки труб зміювиків T_3 , коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб ширм

$$\alpha_l = 4,9 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a_{ш} T_{ш.сп}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{ш.сп}} \right)^4}{1 - \frac{T_3}{T_{ш.сп}}} \quad (2.16)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб ширм і коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари

$$\alpha_1 = \varsigma \left(\alpha_{к.g} \frac{\pi d_e}{2 s_2 \chi} + \alpha_l \right), \quad k_{ш} = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{л.ш}}{Q_{б.ш}} \right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{к.пар}} \right) \alpha_1}, \quad (2.17)$$

Температурний напір в ширмах, їх теплосприйняття за рівнянням теплопередачі

$$Q_{т.ш} = \frac{k_{ш} \Delta t_{ш} H_{ш}}{B_p} \quad (2.18)$$

де β – коефіцієнт, що враховує теплообмін між топкою і ширмами; $\xi_{п}$ – поправочний коефіцієнт, що залежить від роду палива; $H_{л.вих}$ – радіаційна

поверхня пучка, що знаходиться за ширмами, м^2 ; $H_{\text{л.вх}}$ – радіаційна поверхня вхідного перерізу ширм топки, м^2 ; $\Delta\alpha$ – присмокт повітря; $I_{\text{прс}}^0$ – ентальпія повітря, що присмоктується, кДж/кг ; $D_{\text{ш}}$ – витрата пари в ширмах, кг/год ; $\lambda_{\text{пар}}$, $\lambda_{\text{г}}$ – коефіцієнти теплопровідності пари і газу, $\text{Вт/(м}\cdot\text{°C)}$; $\nu_{\text{пар}}$, $\nu_{\text{г}}$ – коефіцієнти в'язкості пари і газу, $\text{м}^2/\text{с}$; d_0 , $d_{\text{е}}$ – внутрішній і зовнішній діаметри труби, м ; Pr – критерій Прандтля; C_t – поправка, що залежить від температур газу і стінки; C_d – поправка вводиться тільки при течії в кільцевих каналах і односторонньому обігріві; C_l – поправка на відносну довжину вводиться в разі прямого входу потоку в трубу без закручування; C_z – поправка на кількість труб по ходу газу; C_s – поправка на геометричну компоновку пучка; a_3 – ступінь чорноти забруднень стінок; $T_{\text{ш.ср}}$ – середня температура газу в ширмах, К ; ε – коефіцієнт забруднення, $(\text{м}^2\cdot\text{°C})/\text{кВт}$; $\Delta t_{\text{ш}}$ – температурний напір в ширмах, °C ; $H_{\text{ш}}$ – поверхня ширм, м^2 ; s_2 – поздовжній крок ширм, м ; χ – кутовий коефіцієнт ширм; ς – коефіцієнт використання; $\phi_{\text{ш}}$ – кутовий коефіцієнт з вхідного перерізу на вихідний переріз ширм; $Q_{\text{л.ш}}$ – тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами і додатковими поверхнями, розташованими в районі ширм, кДж/кг ; $q_{\text{л.ш}}$ – теплове навантаження ширм у вихідному вікні топки, кВт/м^2 .

Якщо отримане з рівняння теплопередачі (2.18) значення теплосприйняття відрізняється від визначеного за рівнянням балансу (2.14) не більше ніж на 2%, розрахунок поверхні не уточнюється. У випадку більшої розбіжності приймається нове значення кінцевої температури і повторюють розрахунок.

2.1.3 Розрахунок конвективних поверхонь нагріву (ступені пароперегрівників первинного і вторинного пара, економайзера)

Порядок розрахунку конвективних поверхонь нагріву подібний до розрахунку ширмових пароперегрівників. Для забезпечення надійної роботи перегрівників з температурою пари вище 500 °C з мінімальною теплогідравлічною розвіркою необхідно ділити їх на послідовно включені (по

парі) частини з перемішуванням пари в проміжках між ними у змішувальних колекторах. Для поліпшення регульовальних характеристик перегрівників з температурою пари вище 500 °С необхідно застосовувати два або три ступеня регулювання перегріву з використанням впорскування як основного засобу регулювання. Для прямоточних котлів з температурою перегріву вище 500 °С сумарна витрата на впорскування приймається в межах 5–8 % від номінальної продуктивності парогенератора. При розрахунку пароперегрівача по частинах теплосприйняття частини, що розраховується обчислюється по заданих або прийнятих температурах пари на її кінцях. Далі по прийнятих температурах пари визначається теплосприйняття ступені перегрівника (друге рівняння (2.13)) при $Q_{л.ш} = 0$), ентальпія і температура газів на виході зі ступеню (перше рівняння (2.13)), температурний напір в змійовиках перегрівника, середній питомий об'єм пари, за попередньо заданими конструктивними характеристиками ступені обчислюється поверхня і переріз для проходження пари в змійовиках, середні швидкості газу і пари, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби змійовика (див. перше рівняння (2.15)), коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки труби: коридорне розташування – (перше рівняння (2.15)), шахове розташування –

$$\alpha_{к.г} = C_z C_s \frac{\lambda_g}{d_e} \left(\frac{w_g d_e}{\nu_g} \right)^{0,6} Pr^{0,33} \quad (2.19)$$

Крім того коефіцієнт тепловіддачі уточнювався за узагальненою формулою. методом розрахунку теплообміну поперечно-омивних рядів труб згідно [97,98]

$$Nu_d = 1.13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot Re_d^m Pr_f^{0.33} \quad (2.19a)$$

де $m = 0.68 + 0.08 \cdot thX$

$$C_q = 1.24 (1.31 - thX)$$

$$X = \sigma_1 / \sigma_2 - 3 \text{ (для шахового розташування)}$$

$$X = 2(2 - \sigma_2) \text{ (для коридорного розташування).}$$

Ефективна товщина випромінюючого шару, температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб перегрівника, коефіцієнт ослаблення пило газового потоку трьохатомними газами і частинками золи, оптична товщина газодисперсного потоку, ступінь чорноти ступені (2.4), коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труби змійовика (2.16), сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труби змійовика, коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари: шахове та коридорне розташування

для перегрівників –

$$k_{\text{пер, шах}} = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{\text{к.пар}}} \right) \alpha_1}, \quad k_{\text{пер, корид}} = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_{\text{к.пар}}}}, \quad (2.20)$$

для економайзерів –

$$k_{\text{эк}} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1} \quad (2.21)$$

Якщо отримане з рівняння теплопередачі (2.17) значення теплосприйняття відрізняється від визначеного за рівнянням балансу (перше рівняння (2.13)) не більше ніж на 2%, розрахунок поверхні не уточнюється. У разі більшої розбіжності приймається нове значення поверхні нагріву перегрівника і повторюють розрахунок.

2.1.4 Розрахунок регенеративного обертального підігрівника повітря

При установці регенеративного обертального підігрівника (РОП) з холодною (вхідною) частиною, що відрізняється формою поверхні нагріву від основної гарячої частини, холодна частина розраховується окремо. Для розрахунку гарячої частини приймається проміжна (на вході) температура повітря, на базі якої обчислюється ентальпія повітря, що дозволяє визначити теплосприйняття гарячої частини РОП, виходячи з рівняння балансу

$$Q_{\text{б. вп. г}} = \left(\beta_{\text{вп}}'' + \frac{\Delta \alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (I^{0//} - I^{0/}) \quad (2.22)$$

Далі обчислюється ентальпія газів на виході з РОП

$$I_{g.пп.г}^{//} = I_{g.пп}^{/} - \frac{Q_{г.пп.г}}{\phi} + \frac{\Delta\alpha_{пп}}{2} I_{ср.пов} \quad (2.23)$$

Коефіцієнти тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря і від газу до стінки

$$\alpha_{к.пов} = 0,037 \frac{\lambda_{пов}}{d_{ек}} \left(\frac{w_{пов} d_{ек}}{\nu_{пов}} \right)^{0,8} Pr_{пов}^{0,4} C_t C_l, \quad \alpha_{к.г} = 0,037 \frac{\lambda_{г}}{d_{ек}} \left(\frac{w_{г} d_{ек}}{\nu_{г}} \right)^{0,8} Pr_{г}^{0,4} C_t C_l, \quad (2.24)$$

Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря, теплосприйняття за рівнянням теплопередачі (див. (2.18)) і мінімальна температура стінки

$$k_{пп} = \frac{\zeta}{\frac{1}{\chi_1 \alpha_{к.г}} + \frac{1}{\chi_2 \alpha_{к.пов}}}, \quad t_{ст}^{мин} = \frac{\chi_1 \alpha_{к.г} t_{г.пп.г}^{//} + \chi_2 \alpha_{к.пов} t^{0/}}{\chi_1 \alpha_{к.г} + \chi_2 \alpha_{к.пов}}, \quad (2.25)$$

де $\beta^{//}$ – відношення кількості повітря за РОП до теоретично необхідної; $I^{0/}$ і $I^{0//}$ – ентальпії гарячого повітря на вході і виході з РОП, кДж/кг; $\Delta\alpha_{пп}$ – присмокту повітря в РОП; χ_1, χ_2 – частки перерізу для проходу газу і повітря в РОП; $t^{0/}$ – температура гарячого повітря на вході у РОП, °С.

Якщо отримане з рівняння теплопередачі (2.18) значення теплосприйняття відрізняється від визначеного за рівнянням балансу (2.22) не більше ніж на 2%, розрахунок поверхні гарячої частини РОП не уточнюється. За більшої розбіжності приймається нове значення поверхні гарячої частини РОП і повторюють розрахунок. Подібним чином розраховується холодна (вхідна) частина підігрівника повітря.

2.2 Обґрунтування модернізації пилувугільного котла

На основі рівнянь (2.1)–(2.24) з використанням [96] було розроблено алгоритм і програму розрахунку парогенераторів НКП, СНКП і УНКП, за допомогою якої зроблено конструкторсько-перевірочні розрахунки котла СНКП 28 МПа/600 °С /600 °С, що спалює довгополуменеве газове вугілля

марки ДГ-100 (вуглець $C^r = 56,63 \%$, сірка $S^r = 0,49 \%$, водень $H^r = 3,02 \%$, кисень $O^r = 5,62 \%$, азот $N^r = 0,93 \%$, волога $W^r = 11,9 \%$, зола $A^r = 21,41 \%$) з твердим шлаковидаленням для енергоблоку 300 МВт на навантаженнях 50-100 % від номінального.

Результати розрахунків котла на навантаженні 50-100% представлені в таблиці Д1 Додатки.

2.2.1 Конструктивні параметри парогенератора на основі результатів розрахунків

Прямоточний пиловугільний парогенератор СНКП 28МПа/600°C/600°C має П-подібну компоновку і призначений для спалювання довгополуменового кам'яного вугілля марки ДГ-100 в режимі твердого шлаковидалення (рис. 2.3 і 2.4.). Топкова камера виконана призматичною висотою 44,93 м, в поперечному перерізі – прямокутною, шириною топки по фронту – 17,34 м і глибиною – 12,64 м (див. таблицю Д1 Додатки, рис. 2.3). На рис. 2.3 показано розподіл температур газу і повітря по тракту котла та розташування об'ємних зон по висоті топки.

Нижня частина топки виконується у вигляді холодної воронки висотою 8,85 м. При цьому скати передньої і задньої стіни топки для зручності видалення шлаку і золи розташовуються похило під кутом 57 °. Розроблено дві конструкції вихрових пальників тепловою потужністю 34,471 МВт і продуктивністю (по вугіллю) 5,902 т/год кожний. Перша з них являє собою завитково-лопатевий пальник з аксіальними завихрювальниками, друга – лопатево-лопатевий пальник з аксіальними завихрювальниками. Пальники встановлюються зустрічно навпроти один одного в три яруси по фронту на передній і задній стінах топки по вісім пальників в ярусі.

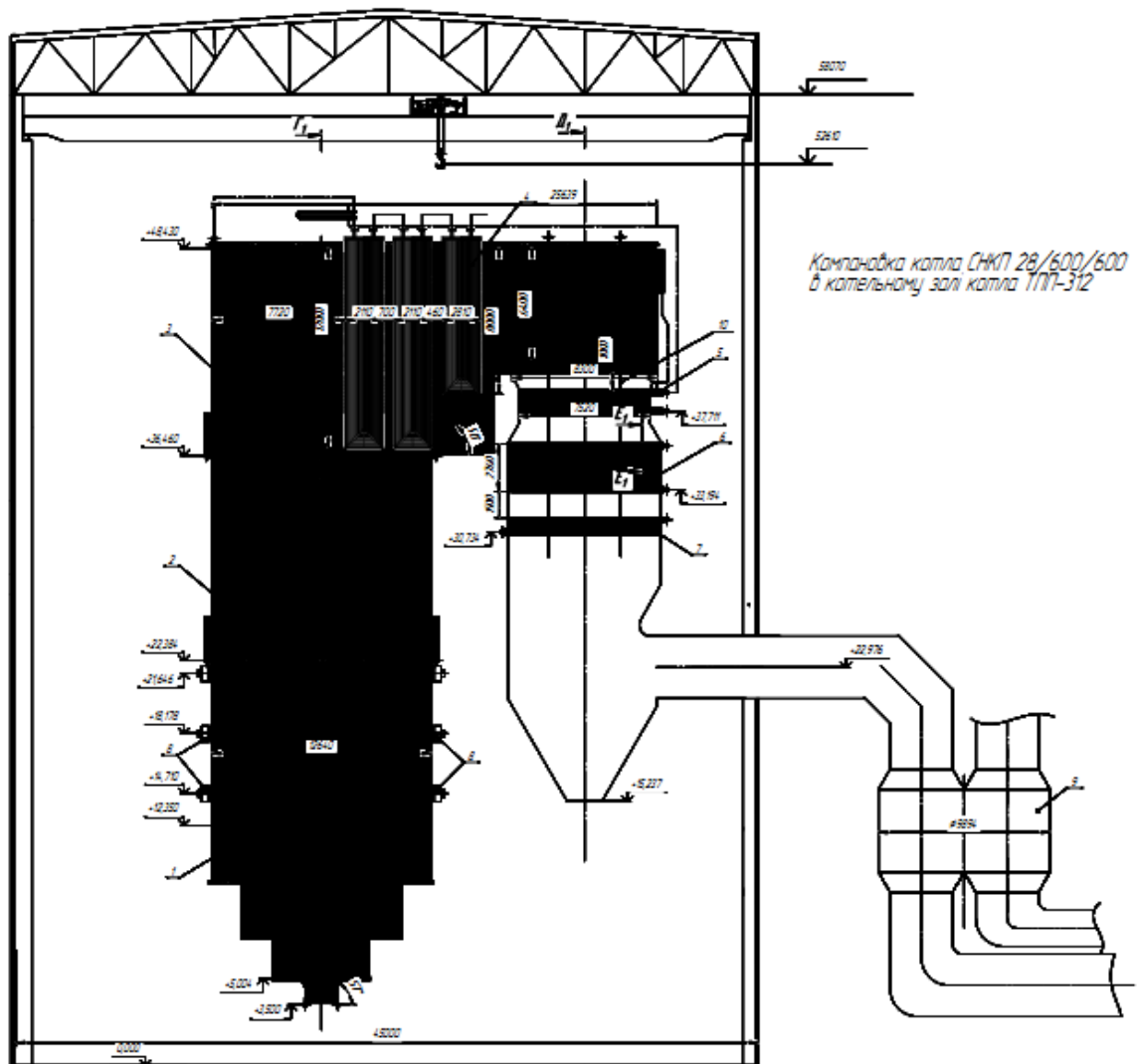


Рис. 2.2. – Схема розміщення нового котла СНКП в існуючому котельному приміщенні

Панелі бічних, заднього і фронтального екранів топки виготовляються суцільнозварними, газощільними з круглих труб діаметром 32×6 мм з проставками. НРЧ виконується з двоходових суцільнозварних газощільних вертикальних панелей з необігріваним опускним рухом робочого середовища (1 на рис. 2.4). У СРЧ, ВРЧ і ЕПК використовуються суцільнозварні газощільні панелі з труб діаметром 32×6 мм з проставками з горизонтально-підйомним рухом (меандрові панелі, 2 і 3 на рис. 2.4).

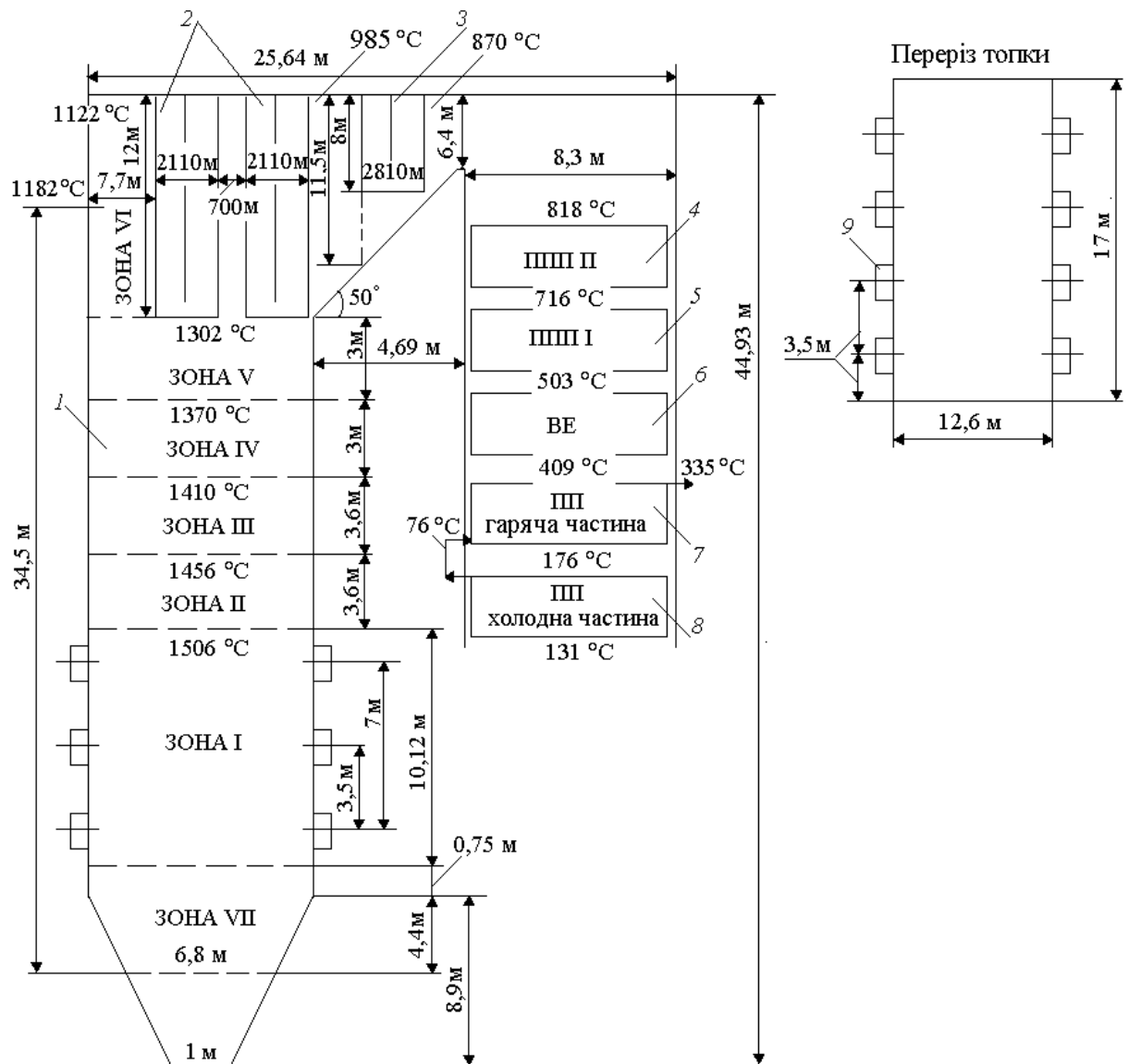


Рис. 2.3. Схема компоновки прямоточного пиловугільного парогенератора СНКП 28 МПа/600 °С /600 °С: 1 – топка; 2 – I ступінь ширмового пароперегрівника; 3 – II ступінь ширмового пароперегрівника; 4 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 5 – вхідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 6 – водяний економайзер; 7 – гаряча частина регенеративного підігрівача повітря; 8 – холодна частина регенеративного підігрівача повітря; 9 – завитково-лопатевий пальник з аксіальними завихрювальниками

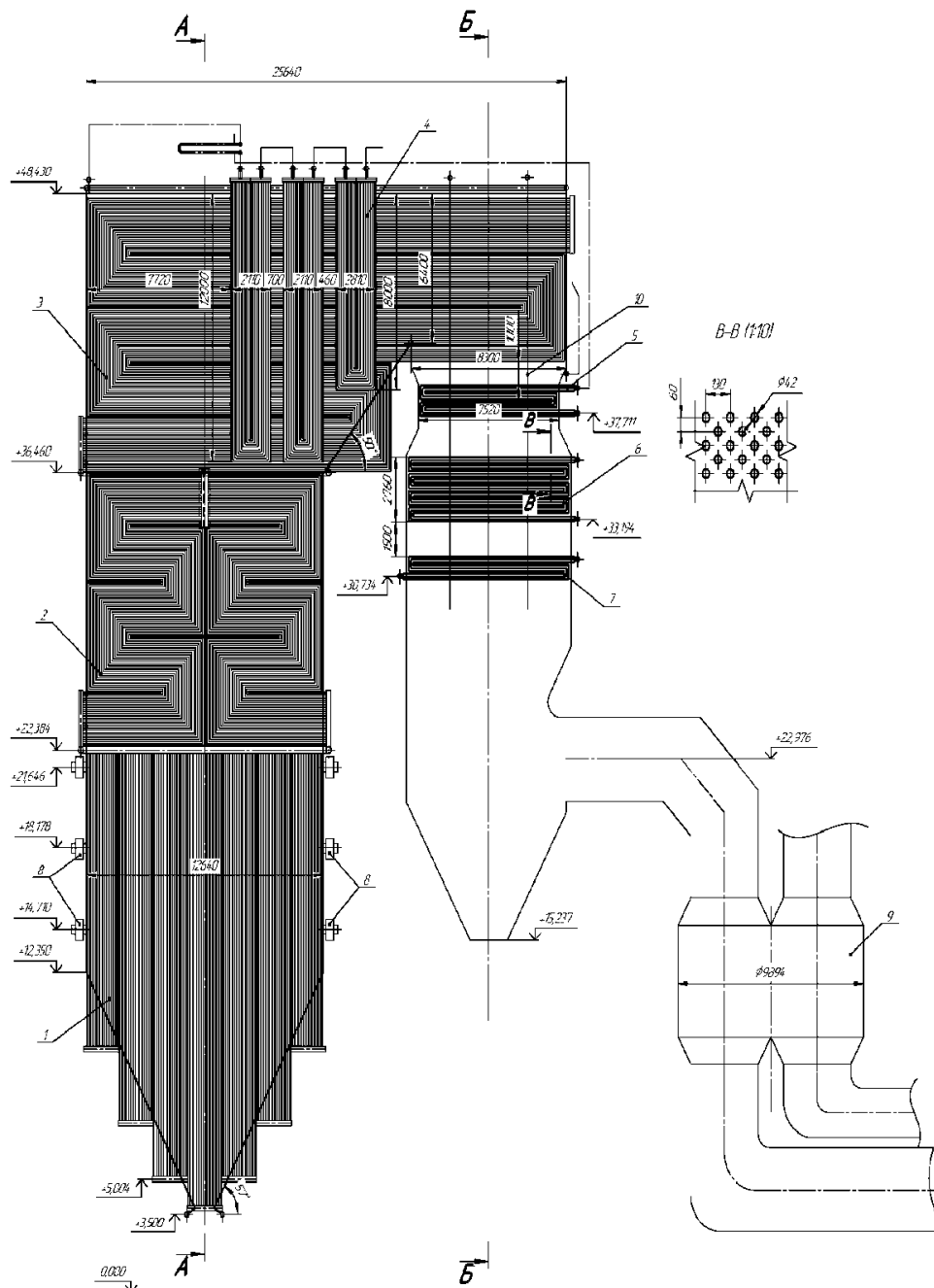


Рис. 2.4. Креслення загального вигляду прямоточного пилувугільного парогенератора на супер-надкритичних параметрах пари 28 МПа/600 °С/600 °С:

1 – нижня радіаційна частина; 2 – середня радіаційна частина; 3 – верхня радіаційна частина; 4 – ширмовий пароперегрівач; 5 – вихідна ступінь пароперегрівача вторинної пари; 6 – вхідна ступінь пароперегрівача вторинної пари; 7 – водяний економайзер; 8 – пальник; 9 – регенеративний обертальний підігрівач повітря; 10 – підвіска.

На виході з топки (по ходу газів) розташовується ШПП I, що складається зі здвоєних ширм (2 на рис. 2.3), з'єднаних між собою змішувальним колектором. Кількість ШПП I по ширині топки становить 24 штуки, а кількість паралельно включених труб в кожній ширмі – 30 штук. У горизонтальному газоході розміщується ШПП II (3 на рис. 2.3). Кількість ШПП II, розташованих уздовж фронту, становить 24 штуки, кожна з яких містить 40 паралельно включених труб. Перший і другий ступені ширм виготовляються з труб діаметром 32×6 мм з поперечним кроком 693,6 мм і поздовжнім – 35 мм. Поверхня і висота ШПП I дорівнюють $2364,04 \text{ м}^2$ та 12 м, ШПП II – $2102,8 \text{ м}^2$ і 8 м.

Перед ШПП I встановлюється послідовно паро-паровий теплообмінник (ППТО) і впорскувальний пароохолоджувальник (9 і 10 на рис. 2.5), на вході в ШПП II – впорскувальний пароохолоджувальник (12 на рис. 2.5). Суцільнозварними, газощільними панелями, виготовленими з круглих труб діаметром 32×6 мм з проставками. У конвективній шахті по ходу газів розташовуються ППП2, ППП1 і водяний економайзер (4, 5 і 6 на рис. 2.5). Змійовики конвективних пакетів ППП2 і ППП1 мають шахове розташування і виготовляються з труб діаметром 42×4 мм з поперечними 0,135 м і 0,13 м і поздовжніми 0,061 і 0,06 м кроками, відповідно. Розрахункові поверхні ППП2 і ППП1 дорівнюють 2785 м^2 і 7170 м^2 , кількість секцій трубної поверхні по ширині конвективної шахти – 127 шт. і 132 шт., кількість труб – 713 шт. і 786 шт., кількість труб в одній секції – 3 шт. і 3 шт., відповідно.

Змійовики водяного економайзера мають шахове розташування і виготовляються з труб діаметром 32×6 мм з поперечним і поздовжнім кроками 85 мм і 40 мм, відповідно. Кількість рядів трубної поверхні економайзера по ширині конвективної шахти дорівнює 202 шт., кількість труб – 1138 шт., кількість паралельно включених труб в одній секції – 3 шт., поверхня нагріву – 3173 м^2 .

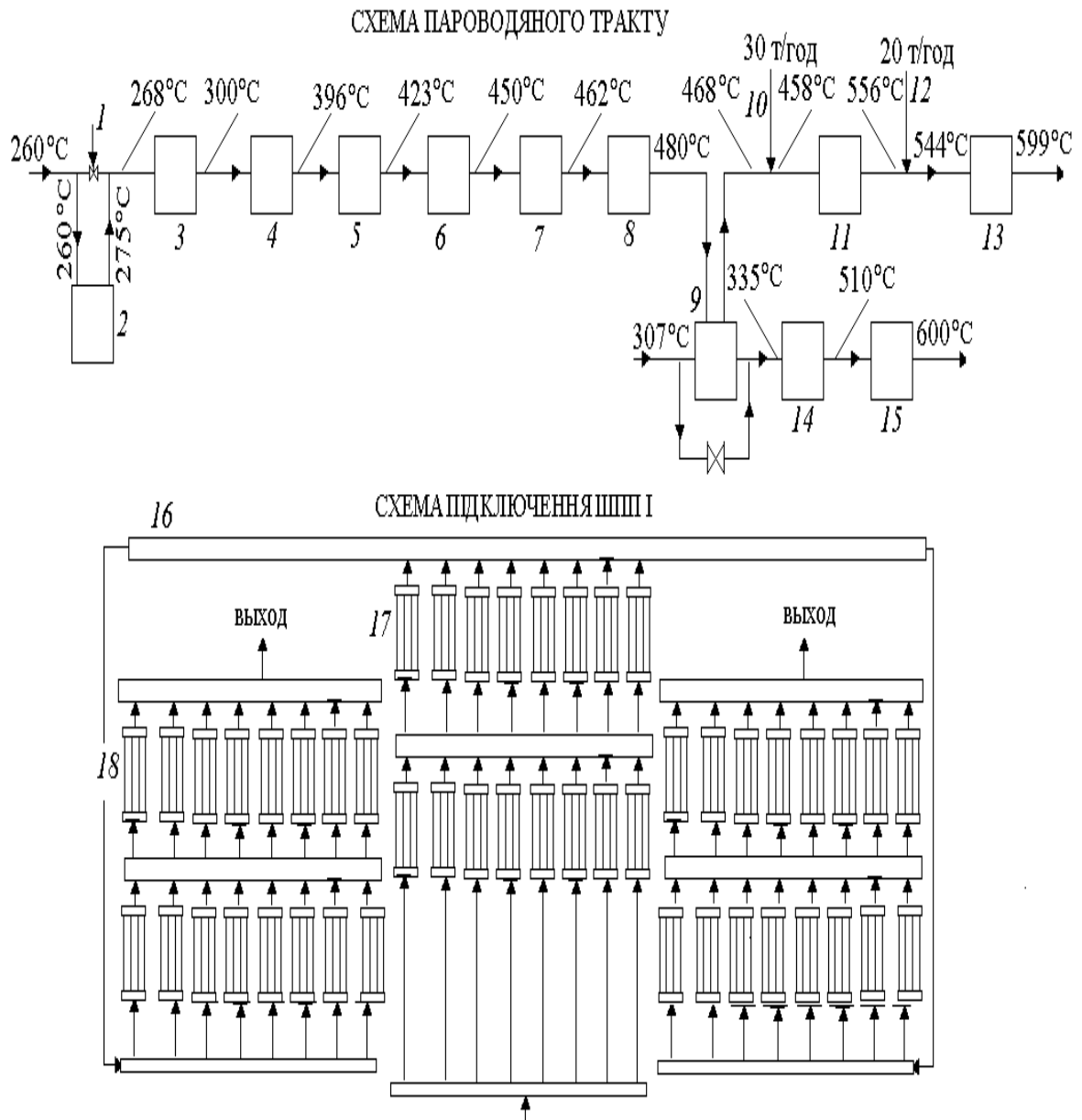


Рис. 2.5. Схема пароводяного тракту парогенератора СНКП 28 МПа/600 °С /600 °С: 1 – регулюючий клапан; 2 – підвісні труби; 3 – водяний економайзер; 4 – нижня радіаційна частина; 5 – середня радіаційна частина; 6 – верхня радіаційна частина; 7 – екрани поворотної камери; 8 – стеля; 9 – паропаровий теплообмінник; 10, 12 – впорскувальний пароохолоджувальник; 11 – перший ступінь ширмового пароперегрівника; 13 – другий ступінь ширмового пароперегрівача; 14 – вхідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 15 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинного пара; 16 – колектор; 17 – центральні ширми ШПП І; 18 – крайні ширми ШПП І

2.2.2 Опис схеми пароводяного тракту

Витрата живильної води, що виходить з хімоводоочищення, в кількості 950,0 т/год ділиться на три потоки. Перші два потоки 30 т/год і 20 т/год йдуть на впорскувальні пароохолоджувальники, розташовані на вході в ШПП I і ШПП II (10 і 12 на рис. 2.5). Решта витрати 900 т/год ділиться на два потоки. Перший з них в кількості 471,4 т/год з температурою 260 °С направляється на охолодження підвісних труб (2 на рис. 2.5 і 10 на рис. 2.4), другий – 428,6 т/год з температурою 260 °С до змішувача, розташованого на вході в економайзер. У підвісних трубах живильна вода нагрівається до температури 275 °С, а потім надходить у змішувач, де змішується з витратою 428,6 т/год з температурою 260 °С, після чого сумарна витрата живильної води 900 т/год з температурою 268 °С подається на вхід до економайзера (3 на рис. 2.5).

В економайзері робоче середовище нагрівається до температури 300 °С і направляється на вхід в холодну воронку (вхід в НРЧ (зони I і VII) на рис. 2.3), де нагрівається до температури 396 °С (4 на рис. 2.5) за рахунок променевого теплообміну між газодисперсним потоком і поверхнями нагріву холодної воронки і активною зоною 1.

У зоні 1, де вигоряє 92% палива, середня і максимальна температури газів дорівнюють 1506 °С і 1635 °С (табл. Д1). Тут температура забруднених екранів 1234 °С виявляється нижчою за температуру початку шлакування 1268 °С, що говорить про безшлакувальну роботу поверхонь НРЧ. Далі робоче середовище послідовно проходить СРЧ і ВРЧ (5, 6 на рис. 2.5), де температури газів і питомі теплові потоки значно нижчі, ніж в НРЧ (див. табл. Д1). Як зазначалося вище, СРЧ і ВРЧ укомплектовані газошільними меандровими панелями, що у значній мірі зменшує теплогідравлічну розвірку труб. На виході з ВРЧ робоче середовище досягає температури 449,8 °С, після чого воно направляється в ЕПК, а потім в стелю і виходить з неї з температурою 481 °С (7 і 8 на рис. 2.5). Далі первинна пара подається в паро-паровий теплообмінник (9 на рис. 2.5), де віддає своє тепло вторинній парі, в

результаті чого температура первинної пари знижується з $481\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $468,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, а вторинної пари підвищується з $307\text{ }^{\circ}\text{C}$ (температура на виході з циліндра високого тиску) до $336\text{ }^{\circ}\text{C}$, тим самим зменшує поверхню ШПП 1 (14 на рис. 2.5). Гостра пара з температурою $468,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ направляється до впорскувального пароохолоджувальника, де охолоджується до температури $458,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім надходить на вхід в центральні ширми ШПП I, після чого пара з температурою $503\text{ }^{\circ}\text{C}$ подається в крайні ширми ШПП I, де нагрівається до температури $556\text{ }^{\circ}\text{C}$ (10, 17 і 18 на рис. 2.5). Організація двоходової схеми руху пари в ШПП I зроблена з таких міркувань:

а) забезпечення високих швидкостей $17,96\text{--}21,54\text{ м/с}$ і коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби $10,81\text{--}12,44\text{ кВт/(м}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$ в центральних і крайніх ширмах, що призведе до зменшення температури стінки труби, тим самим підвищить термін служби змійовиків ШПП I;

б) в центральних ширмах температура пари значно нижча, ніж в периферійних, в той час як температура газів і теплові потоки в центральній частині вищі, ніж в периферійній, тобто область високих значень температур пари близьких до $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ розташовується в зоні порівняно низьких температур газів і теплових потоків.

Така організація руху пари дає змогу подовжити термін служби металу змійовиків пароперегрівача. Після ШПП I пара направляється у впорскувальний пароохолоджувальник, де охолоджується до температури $543,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім надходить в ШПП II (12 і 13 на рис.2.5). Пройшовши ШПП II, гостра пара виходить з котла з температурою $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ і подається в циліндр високого тиску. Схема руху пари в ШПП II організована подібно ШПП I. Здвоєні ширми ШПП I грають роль захисного екрану, який захищає вихідний пакет ШПП II від впливу теплового випромінювання з топкової камери. Розрахунки показують, що радіаційне тепло, сприйняте площиною вхідного перерізу ШПП I, становить $918,1\text{ кДж/кг}$. З цього тепла 75% ($707,8\text{ кДж/кг}$) поглинаються ШПП I і додатковими поверхнями нагріву, розташованими в

цій зоні. Решта 25 % (210,6 кДж/кг) променистого тепла сприймає поверхня ШПП ІІ (див. табл. Д1).

Вторинна пара з температурою 336 °С направляється на вхід в ПППІ (14 на рис. 2.5). Після проходження ПППІ температура вторинної пари зростає до температури 510 °С, після чого пара подається в ПППІІ (15 на рис. 2.5), де перегрівається до температури 600 °С і направляється в циліндр середнього тиску. Так як ПППІ розташований в області порівняно низьких температур газу 503,2–715,6 °С для нагрівання вторинної пари до температури 510 °С йому необхідна велика поверхня 7170 м². Тому на етапі проектування необхідно оцінити теплогідравлічну розвірку змійовиків ПППІ. Якщо вона виявиться високою, необхідно розділити пакет ПППІ на два ступені, поставивши між ними змішувальний колектор, що значно зменшить теплогідравлічну розвірку змійовиків.

2.3 Результати розрахунків на навантаженнях 50–70 %

У пункті 1.2 було зроблено висновок про те, що підвищення тиску і температури пари при проектуванні парогенераторів надкритичного тиску лімітується наявністю високотемпературних сплавів, відповідних зазначеним параметрам, які пройшли випробування і запущені у виробництво. Тому на сьогодні оптимальним варіантом для підвищення ККД ТЕС є будівництво енергоблоків на супер-надкритичні параметри пара (СНКП) з використанням поліпшених феритних і аустенітних нержавіючих сталей промислового виготовлення в діапазонах температур і тисків пари 590-620 °С і 25.0-30.0 МПа. Крім того, в [92] описано методику розрахунку, на базі якої розроблено алгоритм и програму, за допомогою якої проводилися конструкторсько-перевірочні теплові розрахунки котла СНКП 28 МПа / 600 °С / 600 °С для блоку 300 МВт на номінальному навантаженні. Там же детально описано два

оригінальних технічних рішення, що дозволяють розвантажити вихідну ступень пароперегрівника гострої пари.

З використанням розробленої програми проведено теплові розрахунки парогенератора при спалюванні вугілля марки ДГ-100 в режимі твердого шлаковидалення на навантаженнях 50-70% від номінального. Результати розрахунків наведено в табл. Д1.

Для забезпечення безшлакувальної роботи поверхонь нагріву, розташованих в зоні активного горіння, розрахункові значення теплових напружень перерізів топкової камери $3,795 \text{ МВт/м}^2$ (три яруси пальників) і $1,265 \text{ МВт/м}^2$ (один ярус), із зустрічним розташуванням вихрових пальників, отримані при спалюванні вугілля марки ДГ-100 на номінальному навантаженні, не повинні перевищувати допустимих величин $3,5 \text{ МВт/м}^2$ і $1,5 \text{ МВт/м}^2$, відповідно [93]. Однак значення теплового напруження перерізу топки $3,795 \text{ МВт/м}^2$ виявляються на 8% вище допустимого. Тому для перевірки шлакування суцільнозварних газощільних екранів зони № 1 послідовно розраховувалися температура газів на виході з активної зони 1506°C [92-95] (допустимий діапазон зміни температури $1400-1500^\circ\text{C}$ [97]) і температура забруднених поверхонь нагріву НРЧ 1234°C [92]. Остання виявляється нижче за температуру початку шлакування для вугілля марки ДГ-100 1268°C , що говорить про стійку безшлакувальну роботу суцільнозварних поверхонь нагріву НРЧ. Для підтримки такого рівня температур в зоні 1 згорає 92% вихідного палива. У всьому діапазоні зміни навантаження котлоагрегату 50-100% температура на виході із зони № 1 була вище мінімально допустимого значення 1250°C , нижче якого відбувається загасання факела (див. табл. Д.1 і рис. 2.6; [92-94]). Температура нестабільності факела визначалась відомим методом сумісного рішення рівнянь тепловидалення та тепловіддачі. [99]

2.3.1 Опис схеми пароводяного тракту

З табл. 2.1 і рис. 2.7 видно, що зі зниженням навантаження котла від 100 % до 50 %, температура газів на виході із зони максимальних тепловиділень 1 зменшується з 1506 °С до 1342 °С, внаслідок чого питоме теплове навантаження поверхонь нагріву в цій зоні падає в 1,469 рази, в той час як витрата живильної води на вході в парогенератор зменшується в два рази. Тому температура робочого середовища в екранах НРЧ, СРЧ, ВРЧ, ЕПК і стелі зростає з 300-480 °С до 316-576 °С (а температура газів на вході в ППП2 падає з 818 °С до 646 °С, що сприяє зменшенню теплосприйняття ППП2 з 1179 до 349 кДж/кг і ППП1 – з 2351 до 711 кДж/кг [92] (табл. Д1).

Таке різке падіння теплосприйняття ППП2 і ППП1 не дозволяє досягти проєктного значення температури вторинної пари 600 °С перед циліндром середнього тиску. Таким чином, при роботі котла на навантаженні 50% маємо надлишок теплосприйняття первинного тракту і брак тепла у вторинному тракті. Для вирішення цієї проблеми необхідно перекинути тепло, якого бракує, з первинного тракту у вторинний тракт за допомогою паро-парового теплообмінника (9 на рис. 2.5).

Таблиця 2.1 Розрахункові значення температур гострої пари і питомих теплових потоків від зони 6 до поворотної камери при навантаженні 50 %

Найменування величини	Одиниці виміру	Екрани ВРЧ, ЕПК і стелі в районах:			
		зона № 6	ШПП І	ШПП ІІ	Поворотна камера
Температура гострої пари на виході з:	°С				
ВРЧ		538,4			
ЕПК		—	543,6	546,3	552
стелі		568	572,3	573,4	576
Питомі теплові потоки:	кВт/м ²				
ВРЧ		56,756			
ЕПК		—	21,314	8,546	7,891
стеля		34,332	21,314	8,546	6,723

При такому технічному рішенні температура вторинної пари на вході і виході з ППП1 підвищується з 336 °С до 518,3 °С і з 510 °С до 573,3 °С,

відповідно, що сприяє зростанню температури стінок металу змійовиків $t_{ст}$ (рис. 2.8).

Розрахунки показують, що на номінальному навантаженні температура стінки металу першого ряду труб змійовиків ППП1 в перерізі № 1 $t_{ст,ппп1}$ і номінальне напруження $[\sigma]_{ппп1}$, зумовлене тиском вторинної пари, дорівнюють: $t_{ст,ппп1} = 611\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{ппп1} = 22\text{ МПа}$ (рис. 2.8). Таке високе значення $t_{ст,ппп1}$ обумовлено теплогідравлічною розвіркою труб через 8-західний змійовик ППП1 довжиною 69,32 м. Для зменшення величини $t_{ст,ппп1}$ розділимо поверхню ППП1 на два рівних пакети, встановивши між ними проміжний змішувальний колектор, який забезпечує повне перемішування робочого середовища. Таке конструктивне рішення на номінальному навантаженні зменшує теплогідравлічну розвірку труб змійовиків і призводить до падіння температури $t_{ст,ппп1}$ з $611\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $586\text{ }^{\circ}\text{C}$. Інша картина спостерігається при роботі котла на навантаженні 50 %. У разі встановлення одного пакета ППП1 температура стінки металу розглянутого змійовика в перерізі № 1 $t_{ст,ппп1} = 610\text{ }^{\circ}\text{C}$ практично дорівнює температурі при номінальному навантаженні $t_{ст,ппп1} = 611\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це можливо пояснити тим, що при переході на навантаження 50 % температура пари на вході в змійовик зростає на $182\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 2.7). При цьому напруження в трубі через падіння тиску у вторинному тракті значно зменшується, $[\sigma]_{ппп1} = 11,73\text{ МПа}$ (табл. Д1). При розміщенні в конвективній шахті двох пакетів ППП1 температура $t_{ст,ппп1}$ в перерізі № 1 знижується на $8\text{ }^{\circ}\text{C}$, в той час як при навантаженні 100% величина $t_{ст,ппп1}$ падає на $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Через відносно невисокі температури газу вплив випромінювання газового об'єму, розташованого між двома пакетами ППП1, на температуру $t_{ст,ппп1}$ в перерізі № 1 є незначним. При зменшенні висоти газового об'єму з 2 м до 1 м температура змійовика другого пакету в перерізі № 1 знизилася всього лише на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, в той час як значення $t_{ст,ппп1}$ першого пакету ППП1 в перерізі № 2 впала на $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 2.8). При виборі марки сталі змійовиків першого пакету ППП1 обрано $t_{ст,ппп1} = 553\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{ппп1} = 11,73\text{ МПа}$, другого – $t_{ст,ппп1} = 601\text{ }^{\circ}\text{C}$ і

$[\sigma]_{\text{ппп1}} = 11,73 \text{ МПа}$ (рис 2.8; навантаження 50 %). Згідно з прийнятими значеннями $t_{\text{ст,ппп1}}$ і $[\sigma]_{\text{ппп1}}$ з урахуванням рекомендацій [100] для труб змійовиків першого пакету ППП1 при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год обрано сталь марки 12Х1МФ, другого – 11Х11В2МФ. На відміну від ППП1, в ППП2 значення визначальних параметрів $t_{\text{ст,ппп2}}$ і $[\sigma]_{\text{ппп2}}$, необхідні для вибору марки сталі труб змійовиків, беруться з розрахунку котла на номінальному навантаженні. Це впливає з рис. 2.9, де температура змійовика $t_{\text{ст,ппп2}}$, розташованого в першій секції першого ряду в перерізі № 1, при переході від навантаження 50 % до номінального зростає на 50 °С. Спроба зменшити температуру $t_{\text{ст,ппп2}} = 676 \text{ °С}$ за рахунок зниження теплогідравлічної розвірки труб змійовиків на номінальному навантаженні шляхом поділу поверхні ППП2 на два рівних пакети не принесла бажаних результатів через підвищення значення $t_{\text{ст,ппп2}}$ в перерізі № 1 з 676 °С (один пакет) до 686 °С (680 °С) (два пакети) за рахунок впливу випромінювання з газового об'єму, розташованого між пакетами ППП2. По ходу газів температура $t_{\text{ст,ппп2}}$ значно зменшується. Так, при переході від першого ряду труб до третього (переріз № 3) значення $t_{\text{ст,ппп2}}$ падає з 676 °С до 629 °С за рахунок зменшення теплосприйняття випромінюванням з об'єму поворотної камери, обумовленого зниженням кутового коефіцієнта з 0,415 (перший ряд труб) до 0,142 (третій ряд труб) [3, 4].

Згідно з прийнятими параметрами при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ годин обрано для першого та другого рядів труб ППП2 (з урахуванням вигину) сталь марки 10Х16Н16В2МБР, для наступних рядів – 11Х11В2МФ. Вище зазначалося, що для зменшення теплогідравлічної розвірки труб змійовиків ППП1, і як наслідок, зниження температури $t_{\text{ст,ппп1}}$, доцільно поверхню нагріву ППП1 7170 м^2 розбити на два рівних пакети встановивши між ними змішувальний колектор. Це призведе до зміни компоновки котла, зокрема конвективної шахти (рис. 2.8–2.11).

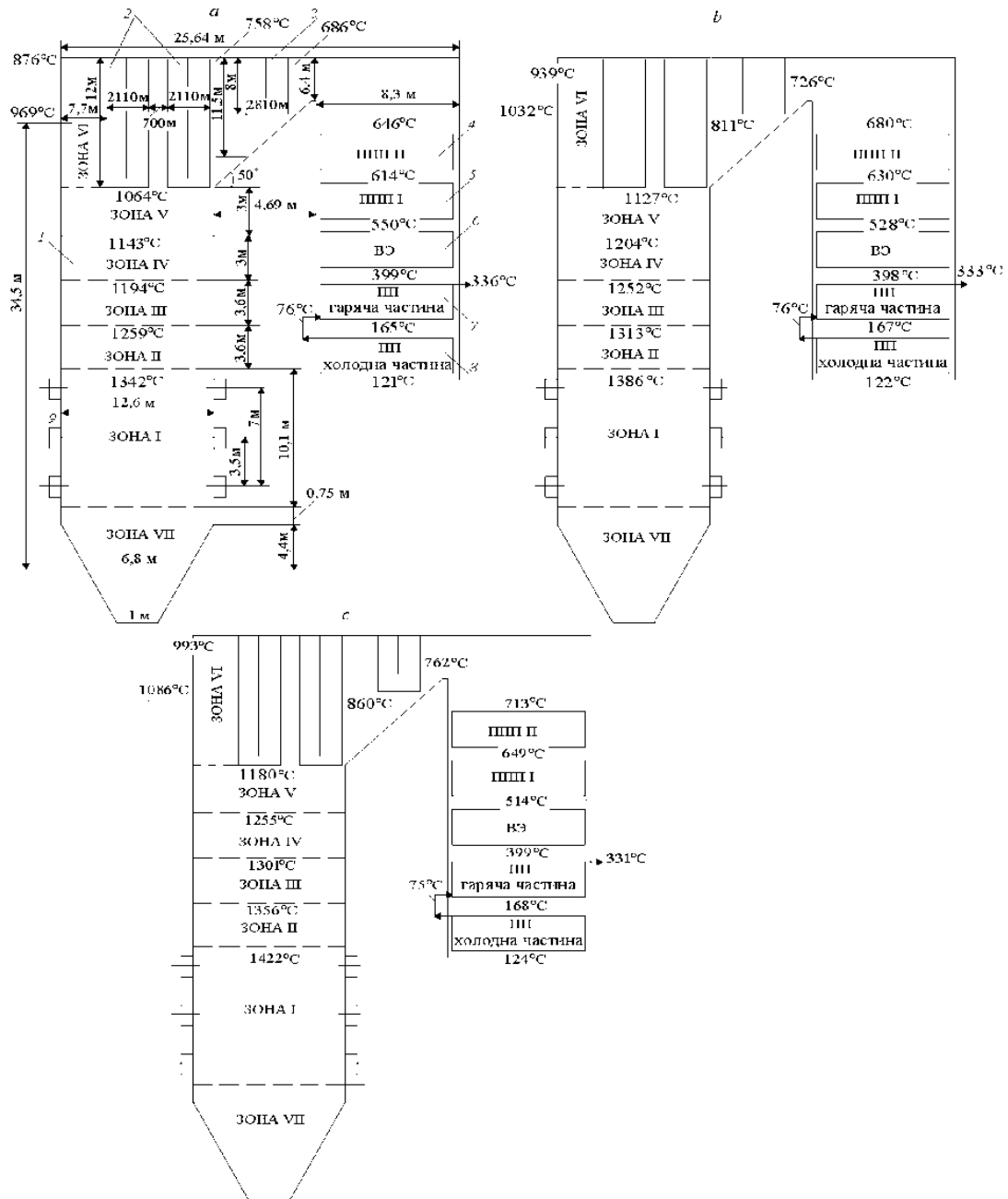


Рис. 2.6. Розрахункові значення температур газу і повітря по тракту котла на різних навантаженнях: *a* – навантаження 50 %; *b* – 60 %; *c* – 70 %: 1 – топка; 2 – перший ступінь ширмового пароперегрівника; 3 – другий ступінь ширмового пароперегрівника; 4 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 5 – вхідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 6 – водяний економайзер; 7 – гаряча частина регенеративного підігрівника повітря; 8 – холодна частина регенеративного підігрівника повітря; 9 – пальник

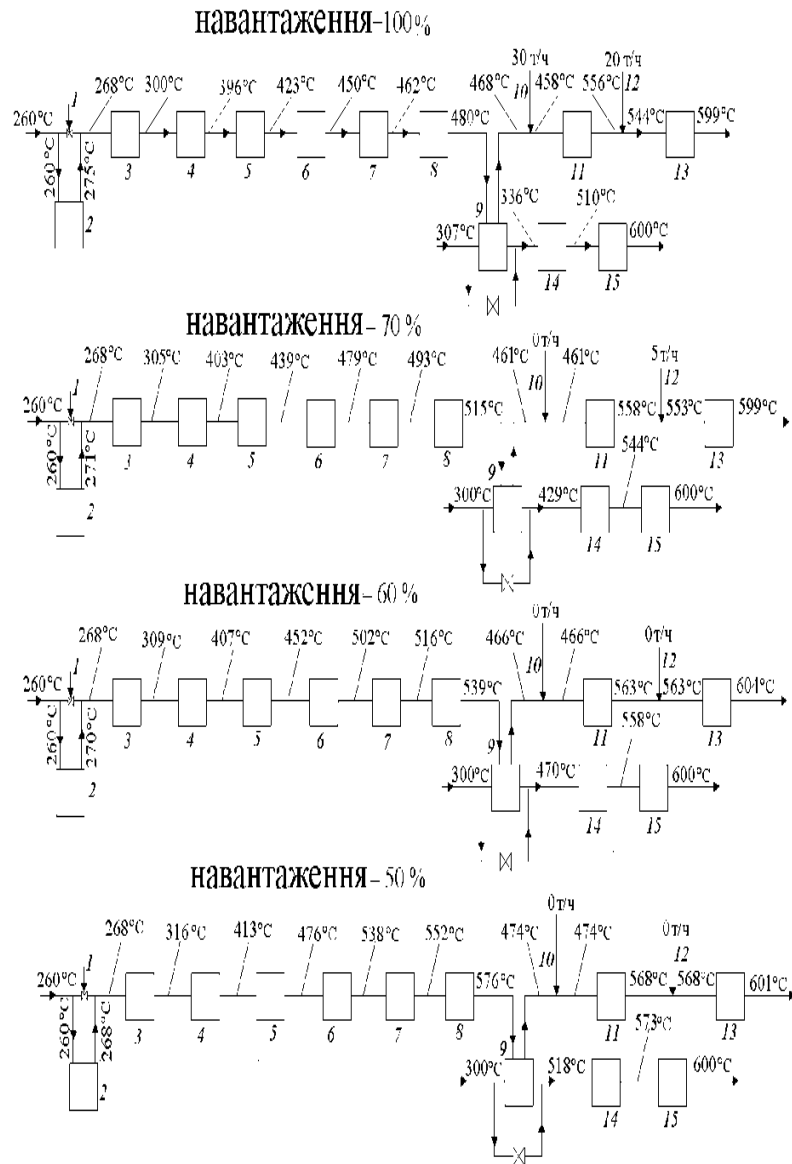


Рис. 2.7 Схема пароводяного тракту парогенератора СНКП 28 МПа/600 °С/ 600 °С в діапазоні навантажень 50–100%:

1 – регулюючий клапан; 2 – підвісні труби; 3 – водяний економайзер; 4 – нижня радіаційна частина; 5 – середня радіаційна частина; 6 – верхня радіаційна частина; 7 – екрани поворотної камери; 8 – стеія; 9 – паро-паровий теплообмінник; 10, 12 – впорскувальний пароохолоджувальник; 11 – перша ступінь ширмового пароперегрівника; 13 – другий ступінь ширмового пароперегрівника; 14 – вхідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 15 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари.

2.3.2 Результати розрахунків температури стінок суцільнозварних газощільних екранів

З рис. 2.7 видно, що при зниженні навантаження з 100 % до 50 % відбувається невелике підвищення температури гострої пари в НРЧ на 17 °С, ШПП I – 16 °С (на виході) і ШПП II – 24 °С (на вході), в той час як в СРЧ – 53 °С, ВРЧ – 88 °С, ЕПК – 90 °С і стелі – 96 °С. Це неминуче призведе до подорожчання суцільнозварних газощільних панелей СРЧ, ВРЧ, ЕПК і стелі через підвищення температур стінок зазначених поверхонь нагріву (рис. 2.12-2.14). Зазначимо, що температури стінок ВРЧ $t_{ст,ВРЧ}$, ЕПК $t_{ст,ЕПК}$ і стелі $t_{ст,пот}$ залежать не тільки від параметрів робочого середовища, а й від зовнішніх теплових потоків з боку димових газів. З табл. 2.1 видно, що температура первинної пари на ділянці від зони 6 до поворотної камери підвищується незначною мірою: ЕПК – 13,6 °С і стелі – 24 °С, чого не можна сказати про питомі теплові потоки. На першій ділянці від зони № 6 до ШПП II відбувається різке, в 4 рази, падіння питомих теплових потоків, на відміну від ділянки ШПП II до поворотної камери, де теплові потоки зменшуються всього лише на 8-21%. Однак величини теплових потоків невеликі (табл. 2.1).

Тому при організації напрямку руху пари в стелі і ЕПК від топкової камери до поворотної камери більшій температурі первинної пари буде відповідати менший тепловий потік, тому максимальні температури стінок суцільнозварних екранів стелі і ЕПК будуть мало відрізнятися в залежності від зони їх розташування (рис. 2.12-2.14).

У схемі пароводяного тракту передбачений один спосіб передачі тепла від первинної пари до вторинної пари за допомогою паро-парового теплообмінника (9 на рис. 2.5). Заслугує уваги розгляд додаткового механізму регулювання температури пари ППП на низьких навантаженнях за допомогою рециркуляції димових газів з наступним їх введенням в зону СРЧ.

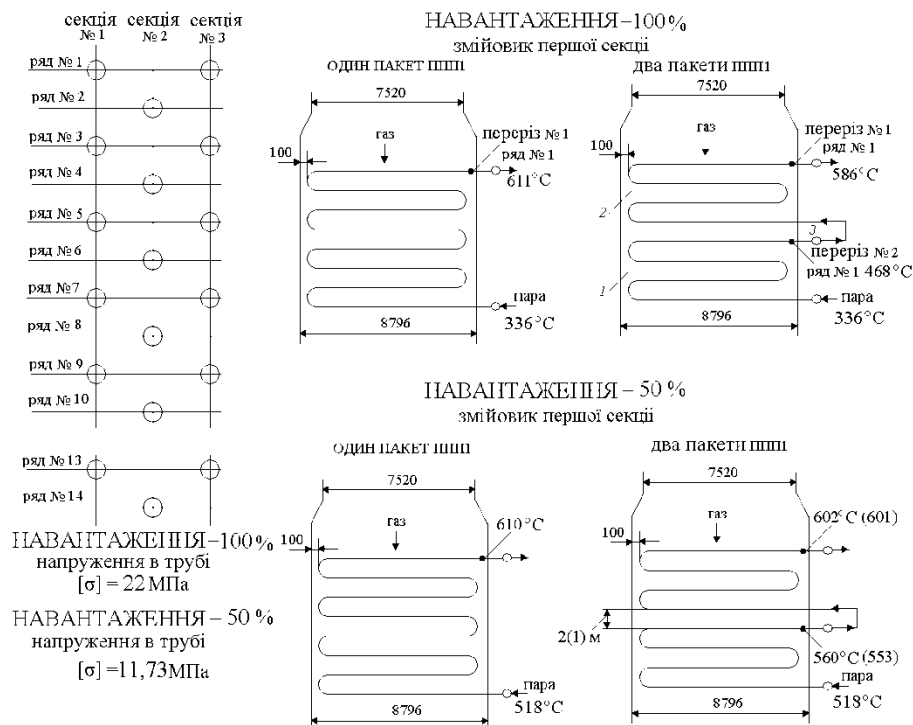


Рис. 2.8 Розрахункові значення температури стінки металу труб в різних перерізах змійовиків ППП1 на навантаженнях котла 50 % і 100 %: 1 – перший пакет; 2 – другий пакет; 3 – змішувальний колектор (в дужках наведено значення температури при відстані між пакетами ППП1 1 м).

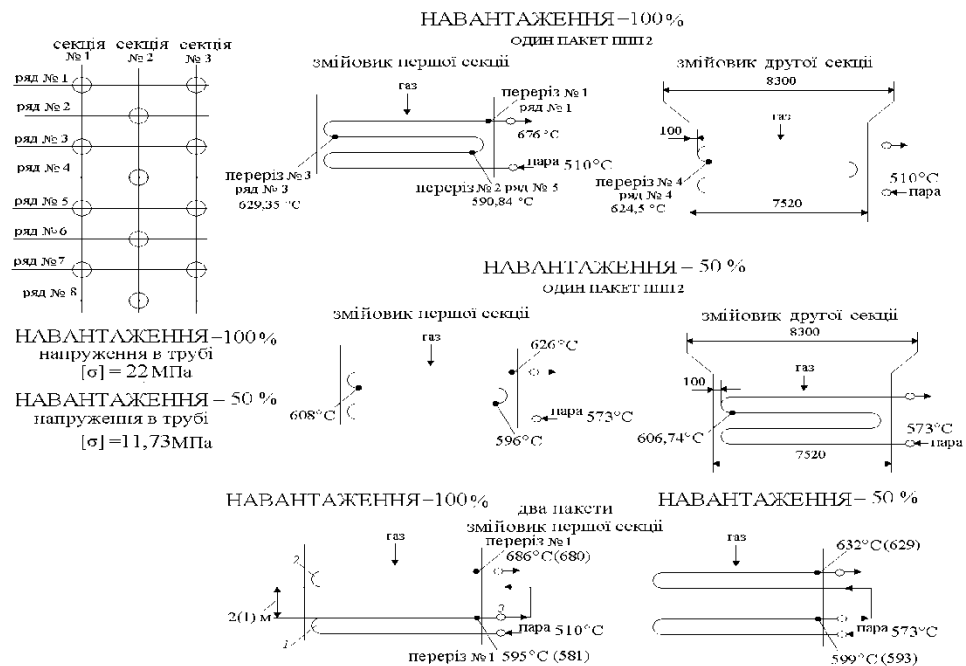


Рис. 2.9. Розрахункові значення температури стінки металу труб в різних перерізах змійовиків ППП2 на навантаженнях котла 50% і 100%: 1 – перший пакет; 2 – другий

пакет; 3 – змішувальний колектор (в дужках наведено значення температури при відстані між пакетами ППП2 1 м).

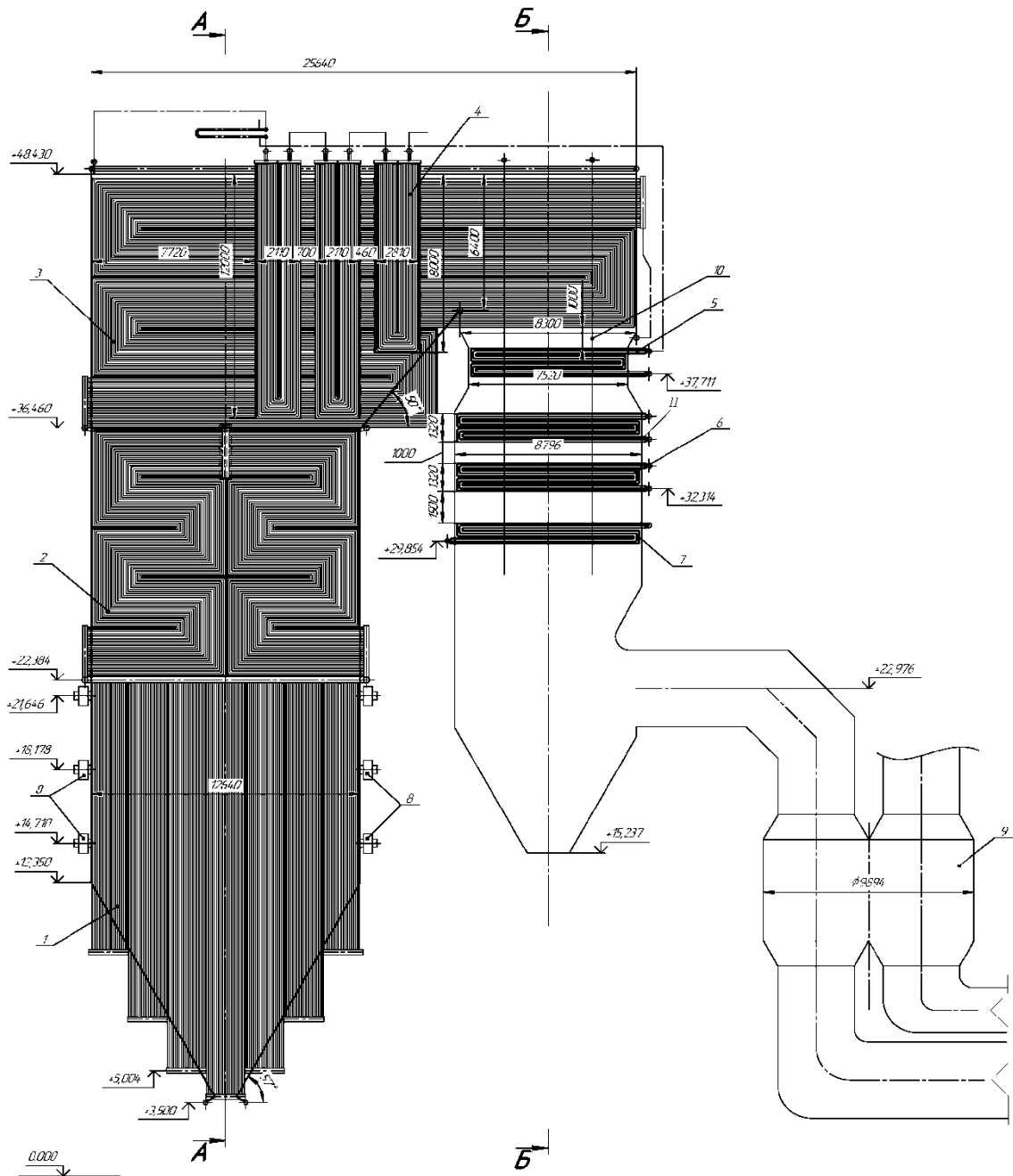


Рис. 2.10. Креслення загального вигляду прямооточного пиловугільного парогенератора на супер-надкритичних параметрах пари 28 МПа/600 °С/600 °С: 1 – нижня радіаційна частина; 2 – середня радіаційна частина; 3 – верхня радіаційна частина; 4 – ширмовий пароперегрівник; 5 – вихідна ступінь пароперегрівника вторинної пари; 6 – перший пакет вхідної ступені пароперегрівника вторинної пари; 7 – водяний економайзер; 8 – пальник; 9 – регенеративний обертальний підігрівник повітря; 10 – підвіска; 11 – другий пакет вхідної ступені пароперегрівника вторинної пари.

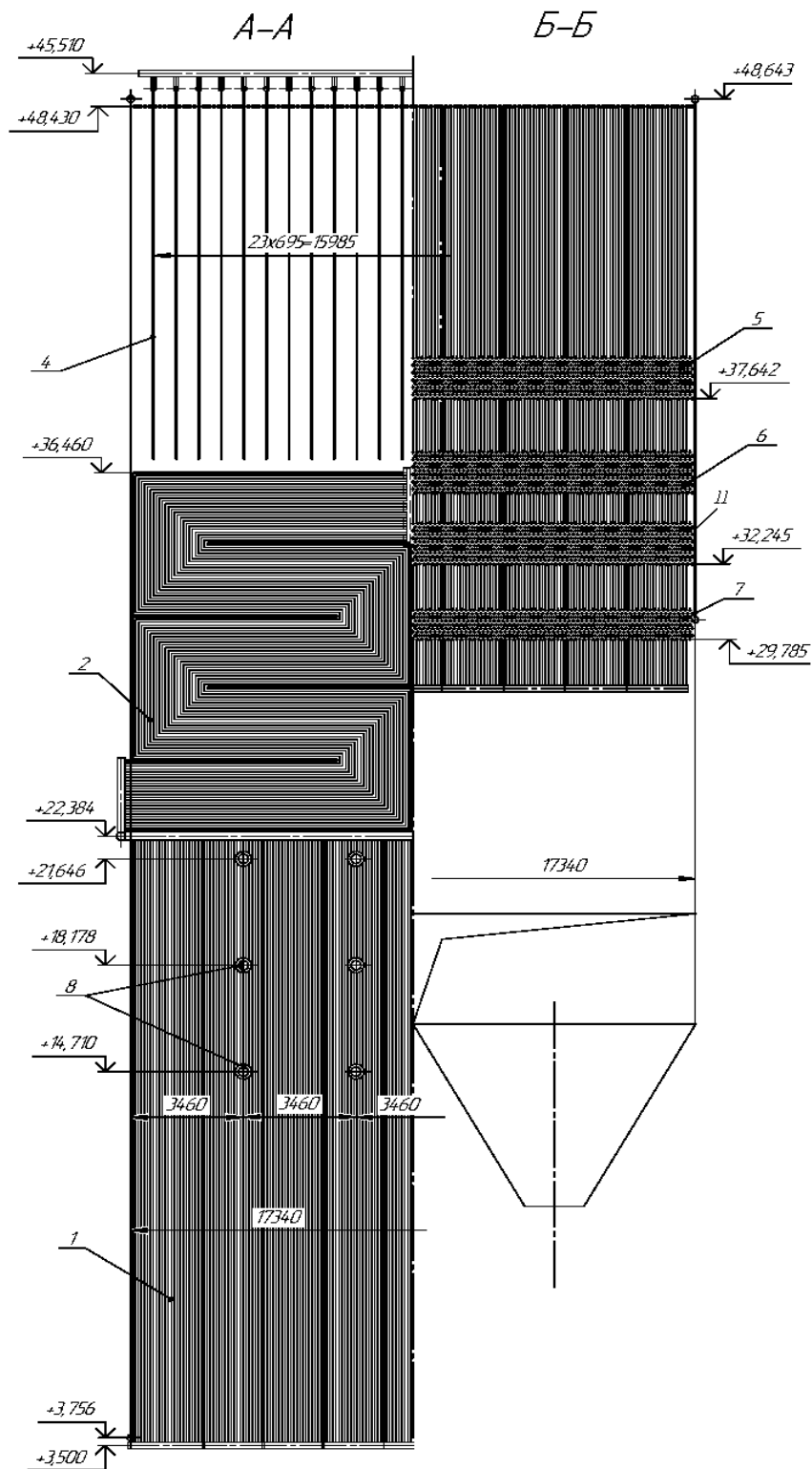


Рис. 2.11 Розрізи А-А і Б-Б загального виду котла: 1 – нижня радіаційна частина; 2 – середня радіаційна частина; 4 – ширмовий пароперегрівник; 5 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 6 – перший пакет вхідного ступеня пароперегрівника вторинної пари; 7 – водяний економайзер; 11 – другий пакет вхідної ступені пароперегрівник вторинної пари.

Зазначимо, що в даному випадку подача продуктів згоряння на мінімальному навантаженні в зону 1, рекомендована в методичних вказівках з проєктування топкових пристроїв [4], є невиправданою з двох причин:

а) температури стінок екранів НРЧ на номінальному і мінімальному навантаженнях відрізняються лише на 6 °С (рис. 2.12);

б) введення рециркулюючих газів в зону 1 може призвести до загасання факела, оскільки температура продуктів згоряння на виході із зони № 1 може виявитися нижче мінімально допустимого значення 1250 °С [4].
Пропонований спосіб регулювання температури вторинної пари дозволить:

а) знизити теплосприйняття суцільнозварних газоцільних екранів первинного тракту і тим самим зменшити температури стінок $t_{ст,ВРЧ}$, $t_{ст,ЭПК}$ і $t_{ст,пот}$ (рис. 2.12–2.14);

б) підвищити теплосприйняття пакетів ППП, внаслідок чого зменшаться навантаження на паро-паровий теплообмінник і температури стінок змійовиків ППП1 і ППП2.

Підвищення температури первинної пари в суцільнозварних екранах НРЧ і СРЧ при переході на низькі навантаження носить неоднозначний характер, що природно відображається на зростанні температури стінок $t_{ст,НРЧ}$ і $t_{ст,СРЧ}$. З рис. 2.7 2.12-2.14 видно, що підвищення температури пари в НРЧ $t_{пар,НРЧ}$ на 17 °С і СРЧ $t_{пар,СРЧ}$ на 53 °С призводить до зростання температур стінок $t_{ст,НРЧ}$ на 6 °С і $t_{ст,СРЧ}$ на 35 °С.

Звідси випливає, що підвищення температур стінок $t_{ст,НРЧ}$ і $t_{ст,СРЧ}$ в 2,8 і 1,5 рази менше, ніж зростання температур пари $t_{пар,НРЧ}$ і $t_{пар,СРЧ}$, відповідно. При виборі марки сталі труб топкових екранів НРЧ, СРЧ і ВРЧ будемо орієнтуватися на температури стінок на виході з СРЧ $t_{ст,СРЧ} = 511$ °С і $t_{ст,ВРЧ} = 576$ °С ($t_{ст,ВРЧ} = t_{ст,макс,ВРЧ} + 10$ °С) і напруження $[\sigma]_{СРЧ} = 81,3$ МПа при тиску робочого середовища 33 МПа.

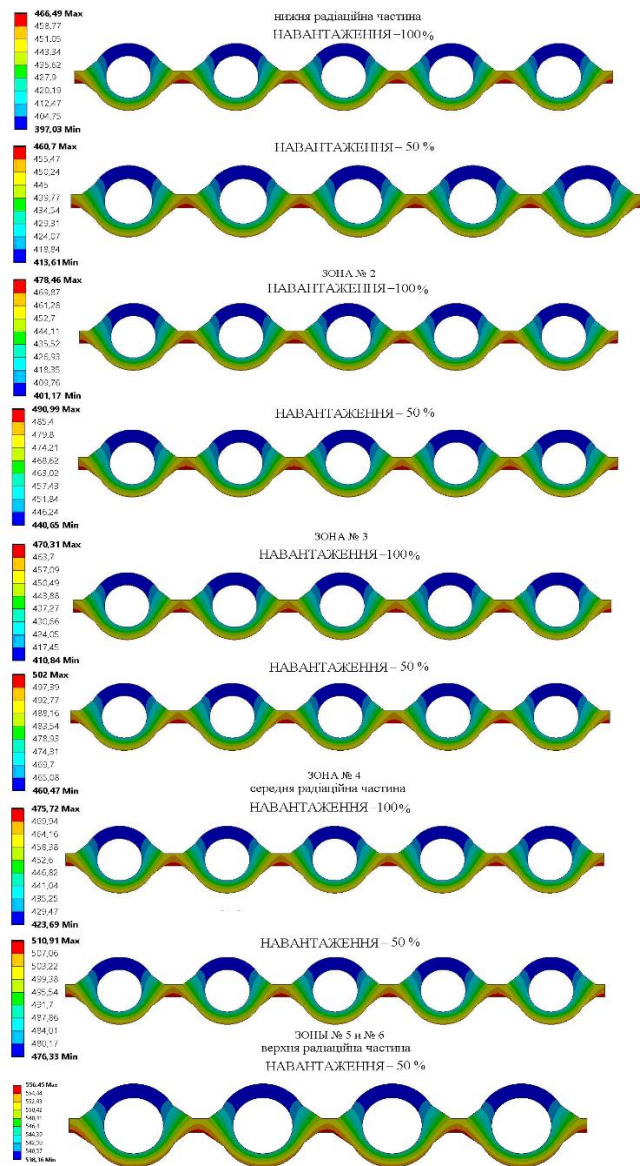


Рис. 2.12. Розподіл температур стінок труб настінних газоцільних суцільнозварних екранів топкової камери НРЧ, СРЧ і ВРЧ при номінальному і мінімальному навантаженні.

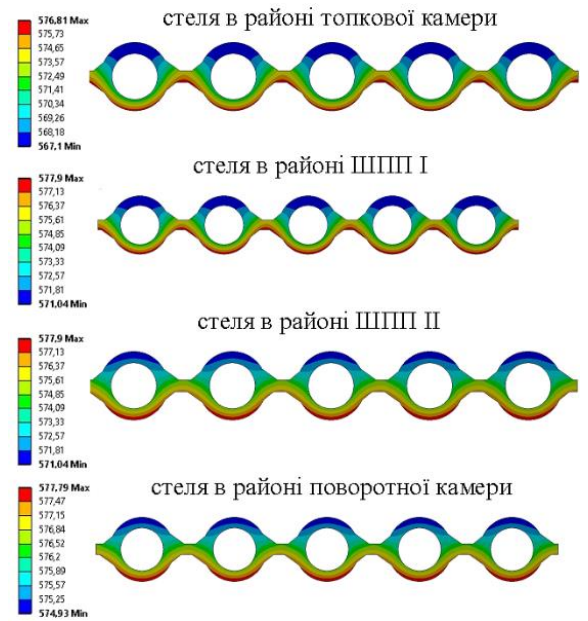


Рис. 2.13. Розподіл температур стінок труб стельових суцільнозварних екранів, розташованих в районах топкової камери, ШПП І, ШПП ІІ і поворотної камери, при мінімальному навантаженні.

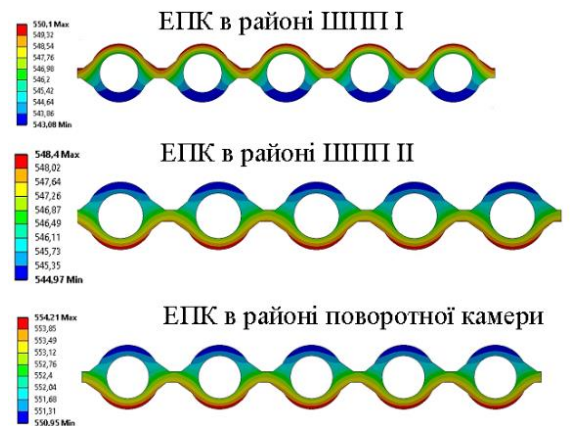


Рис. 2.14 Розподіл температур стінок труб екранів ЕПК, розташованих в районах ШПП І, ШПП ІІ і поворотної камери, при мінімальному навантаженні.

З урахуванням цього і рекомендацій [100], при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ годин вибираємо марки сталі для НРЧ і СРЧ 12Х1МФ, ВРЧ – 12Х18Н10Т.

Визначальними параметрами для вибору марки сталі труб сталі і ЕПК, розташованих на ділянці від зони № 6 до поворотної камери, є: а) $t_{\text{ст,ст}} = 578$ °С і $[\sigma]_{\text{ст}} = 81,3$ МПа; б) $t_{\text{ст,ЕПК}} = 554$ °С і $[\sigma]_{\text{ЕПК}} = 81,3$ МПа. Цим параметрам відповідають такі марки сталі: стеля – 10Х16Н16В2МБР, ЕПК – 11Х11В2МФ.

2.3.3 Результати розрахунків температури стінок першого і другого пакетів першого ступеня ширмового пароперегрівника.

На рис. 2.12 -2.14 наведено результати розрахунків температур стінок різних рядів труб центральних і крайніх ширм І (першого і другого пакетів), отриманих при номінальному і мінімальному навантаженнях.

Розрахункові значення температур стінок труб в одних і тих же перерізах першого і другого пакетів ШПП І при переході на навантаження 50% змінюються несуттєво. Температура стінки труб ШПП перевірялася в найбільш небезпечних перерізах з високими питомими теплосприйняттями, температурою робочого середовища і великою гідравлічною розвіркою. Стосовно до ШПП І, які "бачать" топку, найбільш небезпечними перерізами є:

а) перерізи № 1 і № 3 першого ряду труб з максимальними теплосприйняттями випромінюванням з п'ятої та шостої зон топки (див. табл. 2.1; рис. 2.8, 2.12 і 2.13) і високою гідравлічною розвіркою, оскільки довжина труби першого ряду ширм більше, ніж наступних рядів;

б) переріз № 2 першого ряду труб з максимальною ентальпією перегрітої пари (рис. 2.5). З рис. 2.8 2.9 видно, що з підвищенням номера ряду від № 1 до № 10 температура стінки труби падає за рахунок зменшення теплосприйняття випромінюванням з зон 5 і 6 топки, обумовленого зниженням кутового коефіцієнта з 0,0726 (ряд № 1) до 0,0316 (ряд № 10).

Розрахунки температури стінки труби показують, що теплосприйняття конвекцією і випромінюванням з топки першого ряду центральних ширм I на ділянці від входу пари в трубу до перерізу № 1 на номінальному навантаженні (рис. 2.8) становить 34,29 кДж/кг (випромінювання – 26,33 кДж/кг, конвекція – 7,95 кДж/кг), в той час як для десятого ряду сумарне теплосприйняття є набагато меншим – 26,51 кДж/кг (радіація – 11,48 кДж/кг, конвекція – 15,03 кДж/кг). (таблиця Д1).

Визначальними параметрами для вибору марки сталі труб першого пакету центральних ширм I є $t_{\text{ст,ШПП I,ц}} = 569 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{\text{ШПП I,ц}} = 76,4 \text{ МПа}$ (рис. 2.9). Цим параметрам при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ годин відповідає сталь марки 11X11B2МФ.

Як зазначалося в [92], в ШПП I і ШПП II використовується двоходова схема руху пари, яка передбачає розташування області високих значень температур пари близьких до $600 \text{ }^{\circ}\text{C}$ в зоні порівняно низьких температур газів і теплових потоків (пристінкова область). Тут коефіцієнт нерівномірності теплосприйняття по ширині горизонтального газоходу $\eta_{\text{ш}} = 0,9$ [2, 3] і розрахункове максимальне значення питомого теплосприйняття першого ряду на ділянці від входу пари в трубу крайніх ШПП I (перший пакет, рис. 2.9) до перерізу № 1 на номінальному навантаженні становить $2,037 \text{ кВт/м}^2$, що значно менше, ніж у центральній частині – $\eta_{\text{ш}} = 1,1$ і $2,304 \text{ кВт/м}^2$. Визначальними параметрами для вибору марки сталі труби першого ряду крайніх ширм I є $t_{\text{ст,ШПП I,к}} = 616 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{\text{ШПП I,к}} = 76,4 \text{ МПа}$, для труб з другого по десятий ряд $t_{\text{ст,ШПП I,к}} = 597 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{\text{ШПП I,к}} = 76,4 \text{ МПа}$, для решти 20 рядів труб $t_{\text{ст,ШПП I,к}} = 588 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{\text{ШПП I,к}} = 76,4 \text{ МПа}$ (рис. 2.9). Виходячи з цього, при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ годин вибираємо марку сталі для першого пакету крайніх ширм I 10X16H16B2МБР. У другому пакеті ШПП I при номінальному навантаженні визначальними параметрами для вибору марки сталі труб в перерізі № 3 центральних ширм є $t_{\text{ст,ШПП I,ц}} = 555\text{--}574 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{\text{ШПП I,ц}} = 76,4 \text{ МПа}$ (рис. 2.9), що відповідає вибору марки сталі при

розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ годин 11X11B2МФ. Для другого пакета крайніх ширм I визначальними параметрами для вибору марки сталі труб в перерізі № 3 є $t_{\text{ст,ШПП I,к}} = 604\text{--}624$ °C і $[\sigma]_{\text{ШПП I,к}} = 76,4$ МПа, в результаті приходимо до вибору сталі 10X16H16B2МБР.

2.3.4 Результати розрахунків температури стінок другого ступеня ширмового пароперегрівника.

В статті [93] було показано, що здвоєні ширми ШПП I грають роль захисного екрану, який захищає вихідний пакет первинної пари ШПП II від впливу теплового випромінювання з п'ятої та шостої зон топки через поглинання 75% (707,7 кДж/кг) променистого тепла ШПП I і додатковими поверхнями нагріву, розташованими в цій зоні. Решту 25% (210,6 кДж/кг) радіаційного тепла сприймає поверхня ШПП II. У ШПП II подібно ШПП I відбувається зменшення температури стінки труб в перерізі № 4 з підвищенням номера ряду (рис. 2.14). Крім того, при зміні навантаження котла розрахункові значення температур слабо змінюються. На відміну від ШПП I, в ШПП II температура стінки першого ряду центральних труб буде вищою, ніж на крайніх, виходячи з наступного:

а) теплосприйняття конвекцією на ділянці від входу пари в першу трубу крайніх ШПП II (перша ділянка) $Q_{\text{conv, №4}} = 3,35$ кДж/кг в 2,5 рази менше, ніж на ділянці від входу пари в центральні труб (друга ділянка). Це пояснюється тим, що температурний напір в крайніх трубах – 416 °C в 1,095 рази більше, в той час як поверхня труби на першій ділянці $10,866 \text{ м}^2$ в 1,74 рази менше, ніж на другій ділянці;

б) теплосприйняття випромінюванням з топки першої труби крайніх ширм II на першій ділянці 6,07 кДж/кг мало відрізняється від другої ділянки 6,70 кДж/кг;

в) на відміну від першої ділянки, друга сприймає додаткове тепло за рахунок випромінювання з об'єму поворотної камери.

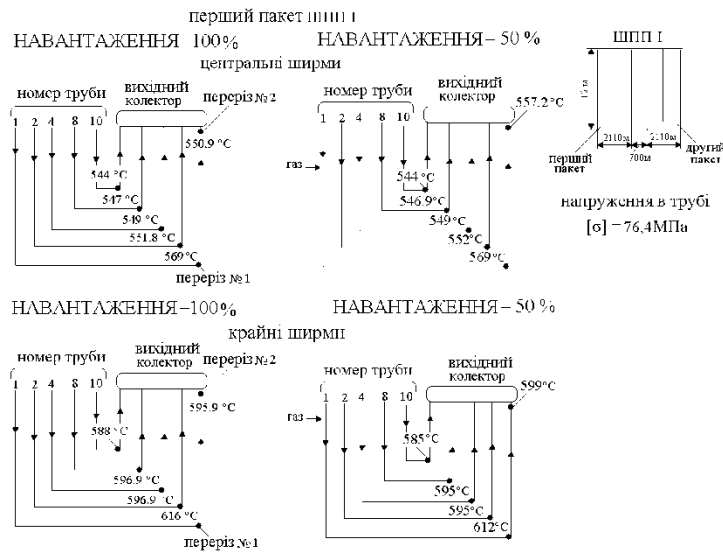


Рис. 2.14 Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральних і крайніх ширм I (перший пакет) при номінальному і мінімальному навантаженнях.

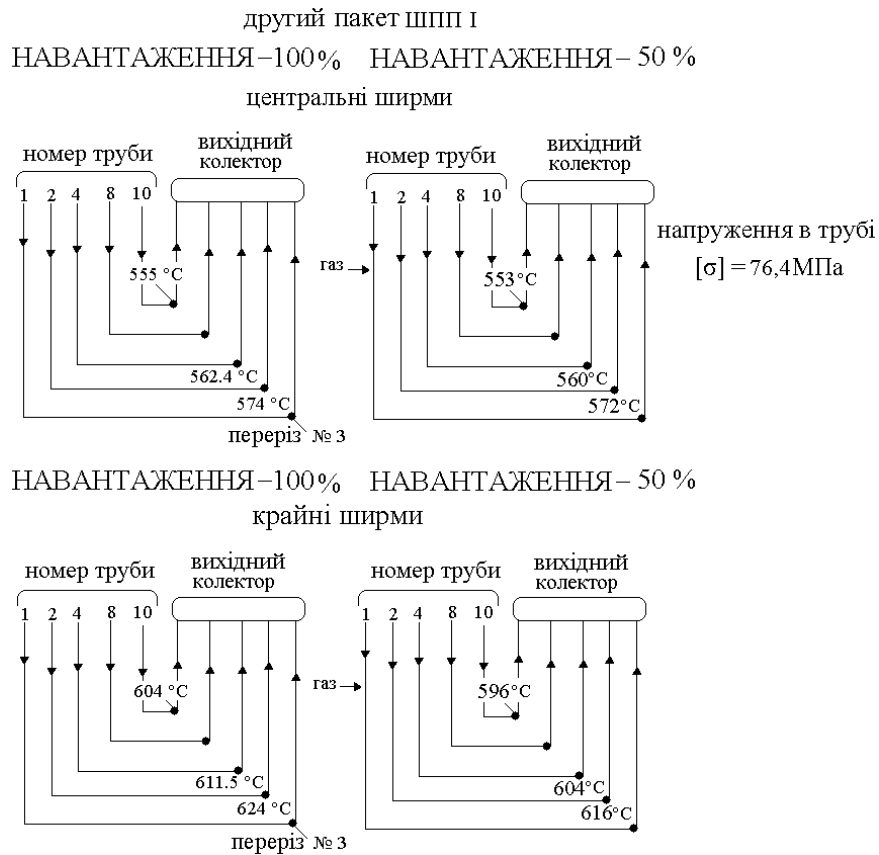


Рис. 2.15 Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральних і крайніх ширм I (другий пакет) при номінальному і мінімальному навантаженнях

Тому сумарне теплосприйняття на другій ділянці 22,44 кДж/кг в 2,38 рази більше, ніж на першій. На основі зробленого аналізу при виборі марки сталі труб першого ряду центральних ширм будемо орієнтуватися на температуру стінки в перерізі № 5 $t_{ст,ШПП II,ц} = 605\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{ШПП II,ц} = 71,4\text{ МПа}$, крайніх ширм – $t_{ст,ШПП II,к} = 629,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{ШПП II,к} = 68,96\text{ МПа}$ (рис. 2.15).

Оскільки температура стінки труб в крайніх пакетах мало змінюється із підвищенням номера рядка труби від $t_{ст,ШПП II,к} = 610\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ряд № 1) до $t_{ст,ШПП II,к} = 604\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ряд № 10), то при виборі марки сталі труб з другого по десятий ряд крайніх ширм II визначальними параметрами будуть $t_{ст,ШПП II,к} = 610\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{ШПП II,к} = 68,96\text{ МПа}$, для наступних 30 рядів труб – $t_{ст,ШПП II,к} = 605\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{ШПП II,к} = 68,96\text{ МПа}$. Для центральних ширм II (2–40 ряд) – $t_{ст,ШПП II,ц} = 592\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $[\sigma]_{ШПП II,ц} = 71,4\text{ МПа}$. В результаті для центральних ширм II: перший ряд – 10X16H16B2МБР, наступні 39 рядів труб – 12X18H10T, крайніх ширм II – 10X16H16B2МБР (допустиме напруження $[\sigma]_{доп} = 79\text{--}112\text{ МПа}$ [92-95]).

Марки сталі труб поверхонь нагріву (первинної та вторинної пари), їх маса наведені в таблиці Д2 Додатків. З табл. Д2 випливає, що кількість звичайної 12X18H10T і поліпшеної якості 10X16H16B2МБР аустенітних сталей становлять 268,3 т, високолегованої сталі 11X11B2МФ – 258,0 т і перлітної сталі 12X1МФ – 298,0 т.

Сумарна маса металу поверхонь нагріву котла дорівнює 944 т кг. При цьому звичайна аустенітна сталь становить 11,9 %, поліпшеної якості – 16,5 % від загальної маси металу, розташованої в зоні котла, що обігрівається. На стадії ескізного проєкту, беручи до уваги конструктивні характеристики котла ТПП-312 для енергоблоку 300 МВт, орієнтовно оцінюємо загальну масу металу, що працює під тиском в зоні, що не обігрівається – 1294,0 т, масу металоконструкцій, опорних і підвісних балок, пальників, компенсаторів, пароохолоджувальника, запірної і регулюючої арматури, паропарових теплообмінників, сходів тощо – 3112 т. За цими оцінками маса котла дорівнює 5350 т.

На рис. 2.16 представлена діаграма кількості та марок металу в поверхнях нагріву котла СНКП. Завдяки проведеним дослідженням кількість аустенітних сталей зменшено до 16 % від загальної металоємності поверхонь нагріву. Традиційно частка аустенітних сталей для котлів СНКП указанного параметру становить близько 20 %.

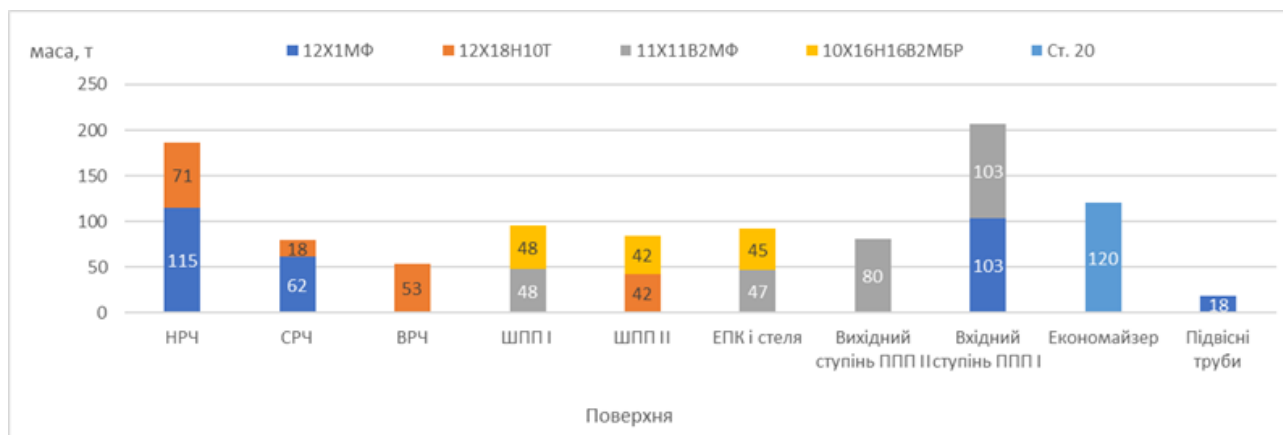


Рис. 2.16 – Розподіл маси по марках сталі для елементів поверхонь нагріву котла СНКП

2.4 Результати розрахунків при навантаженнях 40-50%

Для забезпечення надійної роботи поверхонь нагріву котла на низьких навантаженнях необхідно виконати так задачі:

а) на навантаженні 50% зменшити максимальні температури стінок суцільнозварних екранів ВРЧ, стелі та поворотної камери за рахунок передачі частини тепла від гострої пари до вторинної пари, тим самим скоротити кількість дорогої аустенітної сталі, замінивши її на дешевшу високолеговану сталь 11X11В2МФ;

б) розширити діапазон регулювання навантаження котла від 40 до 100%.

Поставлені завдання можуть бути вирішені шляхом введення рециркулюючих димових газів, відібраних після водяного економайзера, в середню радіаційну частину (СРЧ) топки. В цьому випадку компоновання

парогенератора СНКП 28 МПа/600°C/600° перетворюється на вигляд (рис. 2.17).

З використанням удосконаленої моделі, описаної в [3], проведено теплові розрахунки парогенератора ССКП при спалюванні вугілля марки ДГ-100 в режимі твердого видалення шлаку з урахуванням коефіцієнта рециркуляції димових газів 10%, 12%, 13 % та 20 % на навантаженнях 40 та 50% від номінального. Результати розрахунків наведено у таблиці Д3 Додатків.

Було розглянуто 4 робочих варіанти розрахунку:

Варіант 1 – 40% навантаження та 10 % рециркуляції димових газів

Варіант 2 – 40% навантаження та 12 % рециркуляції димових газів

Варіант 3 – 40% навантаження та 20 % рециркуляції димових газів

Варіант 4 – 50% навантаження та 13 % рециркуляції димових газів

З таблиці Д3 слідує, що для варіантів 1-4 температура газів на виході із зони максимальних тепловиділень 1286–1342 °С виявляється вище за мінімально допустиме значення 1250 °С, що говорить про стійкі режими роботи котла на мінімальних навантаженнях 40–50% у діапазоні зміни рециркуляції димових газів 10-20%. У свою чергу температура забруднених екранів НРЧ 1049–1096°C значно нижче температури початку шлакування 1268 °С (вугілля марки ДГ-100), що забезпечує безшлакувальну роботу суцільнозварних екранів НРЧ.

Розглянемо вплив рециркуляції димових газів на максимальні температури стінок та теплосприйняття суцільнозварних газощільних екранів СРЧ, ВРЧ, стелі, ЕПК та змішувачів пароперегрівачів високого ШПП I, ШПП II та низького тиску ППП1, ППП2 при роботі котла на навантаженні 50%. З рис. 2.18 видно, що значне зменшення температури робочого середовища первинного тракту на навантаженні 50% відбувається за використання рециркуляції димових газів 13 %. Температура гострої пари екранів СРЧ знижується на 20 °С, ВРЧ та ЕПК – 36 °С, стелі – 38 °С.

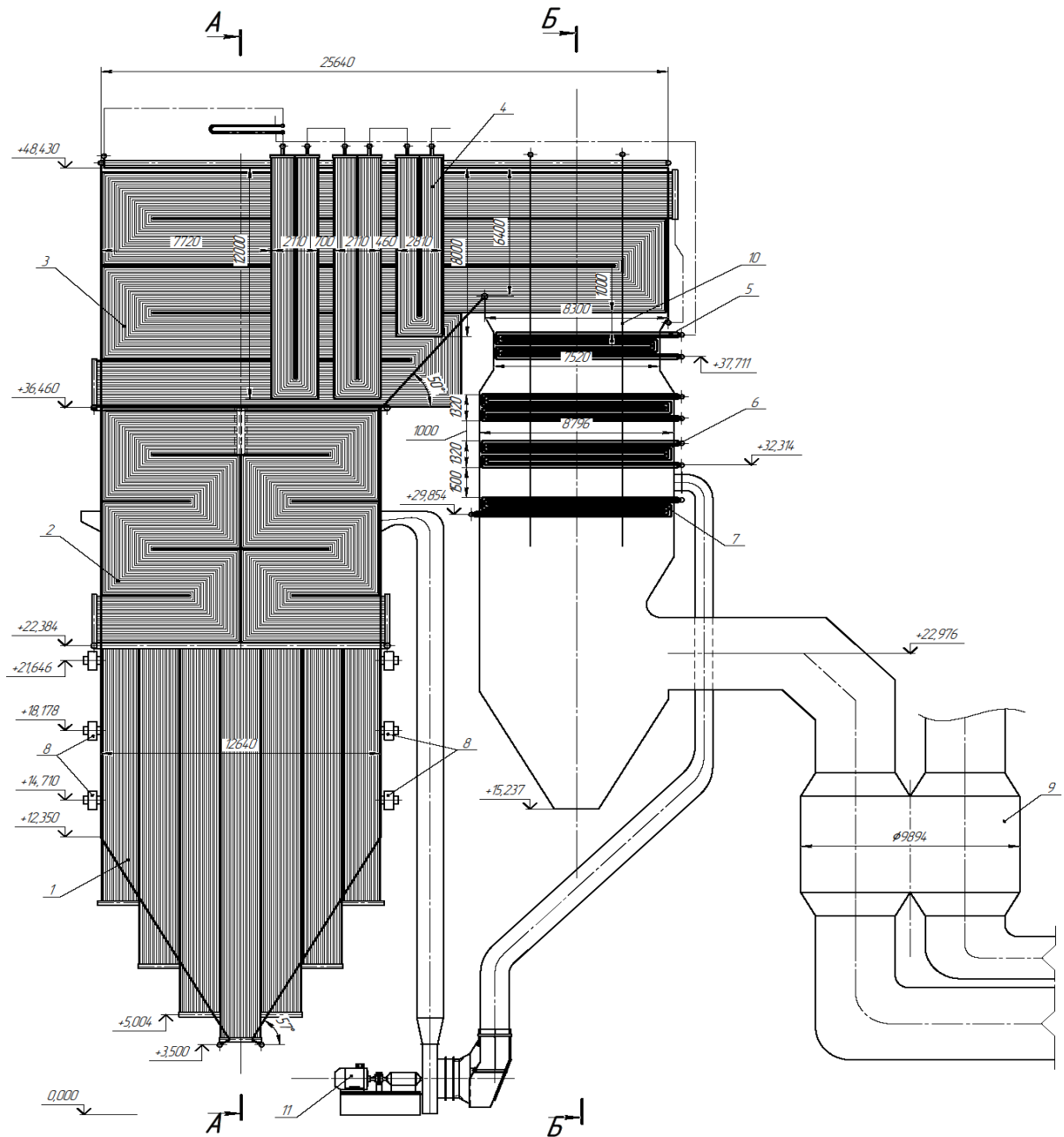


Рис. 2.17. Креслення загального вигляду прямоточного пиловугільного парогенератора на супер-надкритичних параметрах пари 28 МПа/600°C/600°C: 1 – нижня радіаційна частина; 2 – середня радіаційна частина; 3 – верхня радіаційна частина; 4 – ширмовий пароперегрівник; 5 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 6 – перший пакет вхідного ступеня пароперегрівника вторинної пари; 7 – водяний економайзер; 8 – горілка; 9 – регенеративний обертальний підігрівник повітря; 10 – підвіска; 11 – димосос рециркуляції газів.

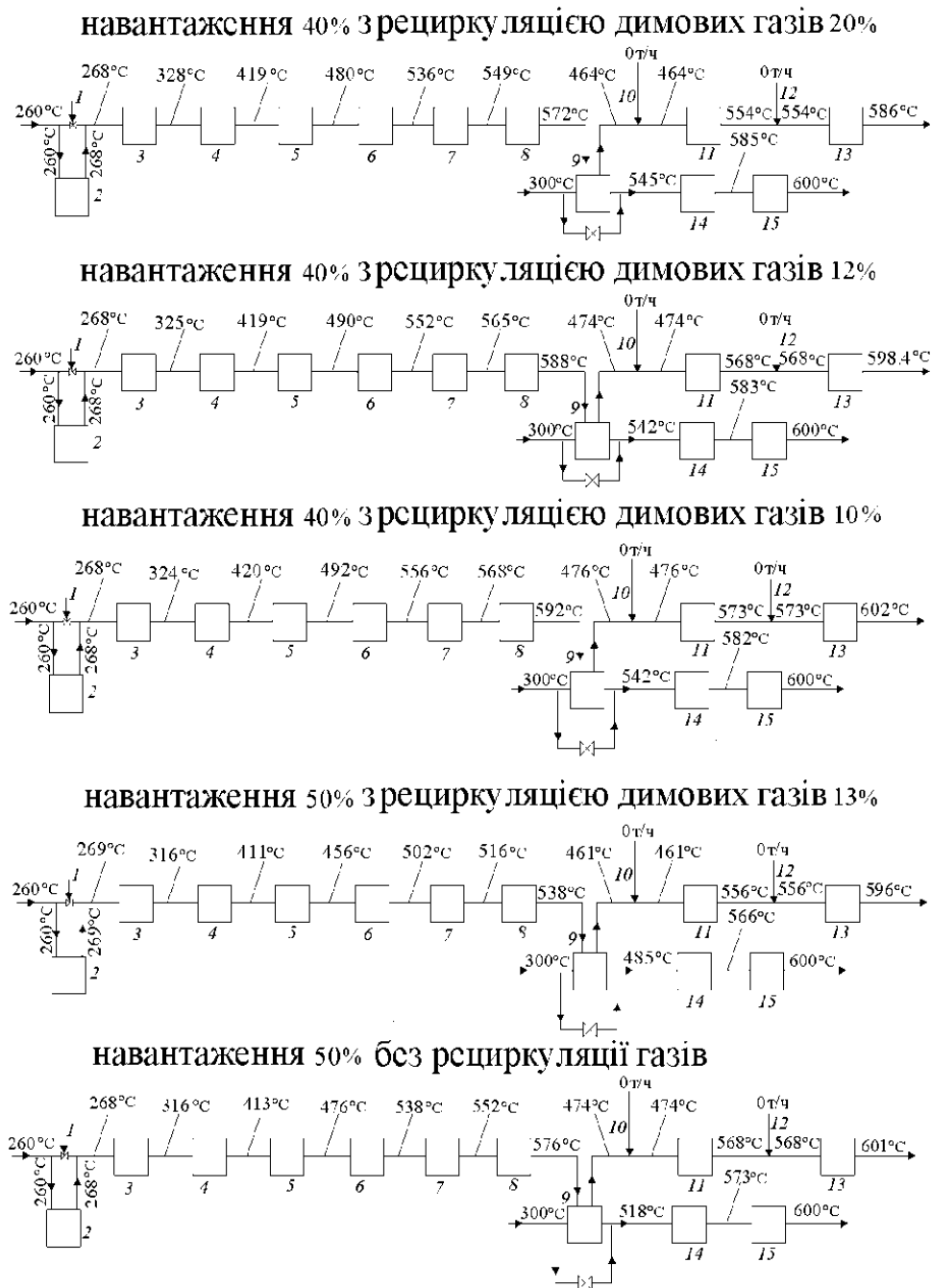


Рис. 2.18. Розподіл температур пари у пароводяному тракті парогенератора СНКП 28 МПа/600 °С/ 600 °С на навантаженнях 40 та 50 % з урахуванням і без урахування рециркуляції димових газів: 1 – регулюючий клапан; 2 – підвісні труби; 3 – водяний економайзер; 4 – нижня радіаційна частина; 5 – середня радіаційна частина; 6 – верхня радіаційна частина; 7 – екрани поворотної камери; 8 – стеля; 9 – паро-паровий теплообмінник; 10, 12 – впорскувальний пароохолоджувальник; 11 – перший ступінь ширмового пароперегрівника; 13 – другий ступінь ширмового пароперегрівника; 14 – вхідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 15 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари.

Падіння температури робочого середовища первинним трактом призводить до зменшення максимальних температур стінок суцільнозварних екранів зазначених поверхонь нагріву: сталі на 37 °С, ВРЧ – 40 °С і ЕПК – 35 °С. Зазначимо, що температури стінок ВРЧ $t_{ст, ВРЧ}$, ЕПК $t_{ст, ЕПК}$ і сталі $t_{ст}$, потім залежать не тільки від параметрів робочої середовища, а й від зовнішніх теплових потоків з боку димових газів.

Зі зниженням навантаження котла від 100 % до 50 %, температура газів на виході із зони максимальних тепловиділень (Зона 1, відмітка 18 м) зменшується з 1506 °С до 1342 °С (рис. 2.19), внаслідок чого питоме теплове навантаження поверхонь нагріву в цій зоні падає в 1,469 рази, в той час як витрата живильної води на вході в парогенератор зменшується в два рази. Застосування рециркуляції знижує температуру димових газів на виході зони 2 з 1259 °С до 1176 °С. Це знижує температуру робочого середовища в сталі з 576 °С до 538 °С, а також в ВРЧ і ЕПК (рис. 2.20). Це дозволяє зменшити навантаження на паропаровий теплообмінник і знизити температури стінок змійовиків ППП-1 і ППП-2.

На рис. 2.21 показано зростання температури вторинної пари при перекиданні надлишкової частини тепла з екранів сталі вторинній парі через ППТО та пароперегрівники для навантажень 100%, 50 % без та 50 % з рециркуляцією димових газів.

З табл. 2.2 видно, що температура первинної пари на ділянці від зони 6 до поворотної камери і сталі підвищується незначною мірою: ЕПК – 14°С та сталі – 22°С, чого не можна сказати про питомі теплові потоки.

На першому відрізку від зони 6 до ШПП II відбувається різке, у 2,35 рази, падіння питомих теплових потоків, на відміну від ділянки ШПП II до поворотної камери: стея – тепловий потік зменшується на 4 %, ЕПК – збільшується на 3 %. Проте значення питомих теплових потоків невеликі (табл. 2.2).

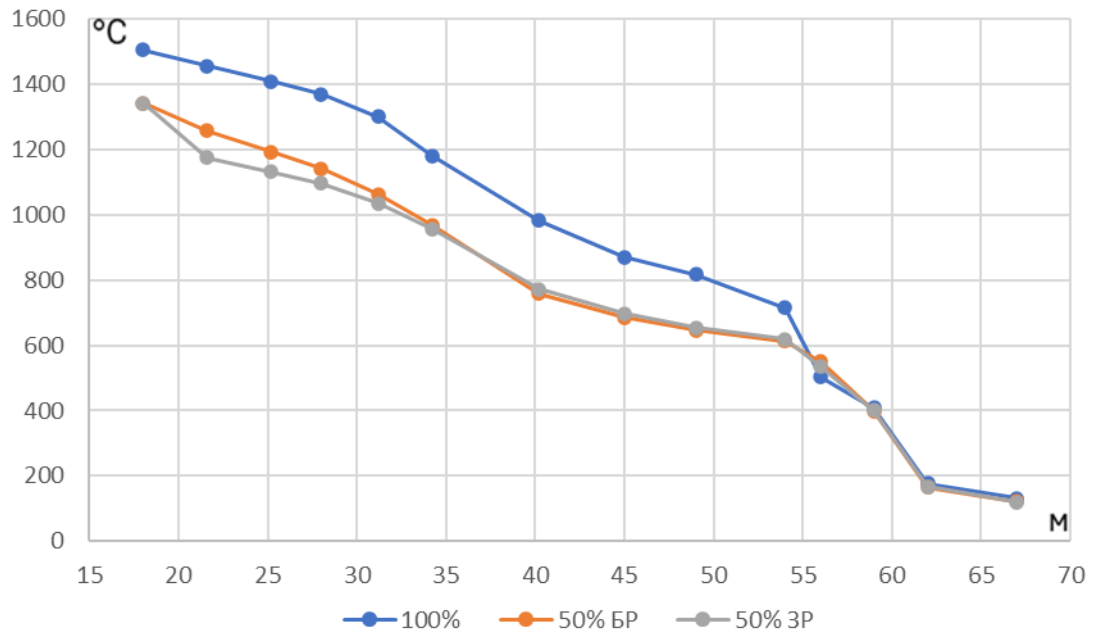


Рис. 2.19 – Зміна температури димових газів по тракту котла від НРЧ до РОП

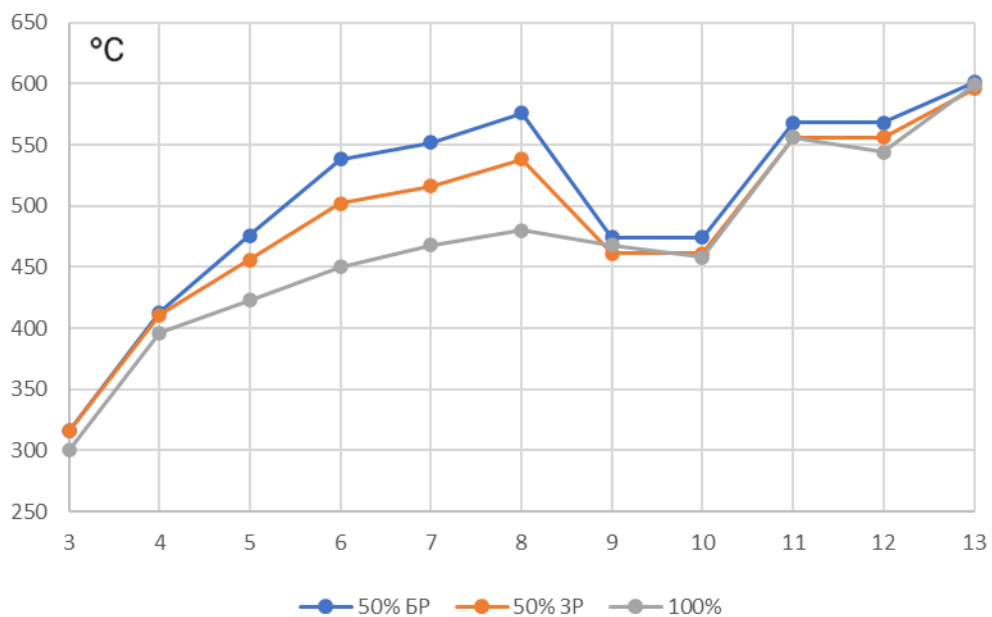


Рис. 2.20 – Зміна температури робочого середовища в трубах по ходу тракту гострої пари для навантажень: 50 % без рециркуляції, 50 % з рециркуляцією, 100%:

3 – водяний економайзер; 4 – нижня радіаційна частина; 5 – середня радіаційна частина; 6 – верхня радіаційна частина; 7 – екрани поворотної камери; 8 – стеля; 9 – паро-паровий теплообмінник; 10, 12 – впорскувальний пароохолоджувальник; 11 – вихід з I ступеня ширмового пароперегрівника; 13 – вихід з II ступеня ширмового пароперегрівника.

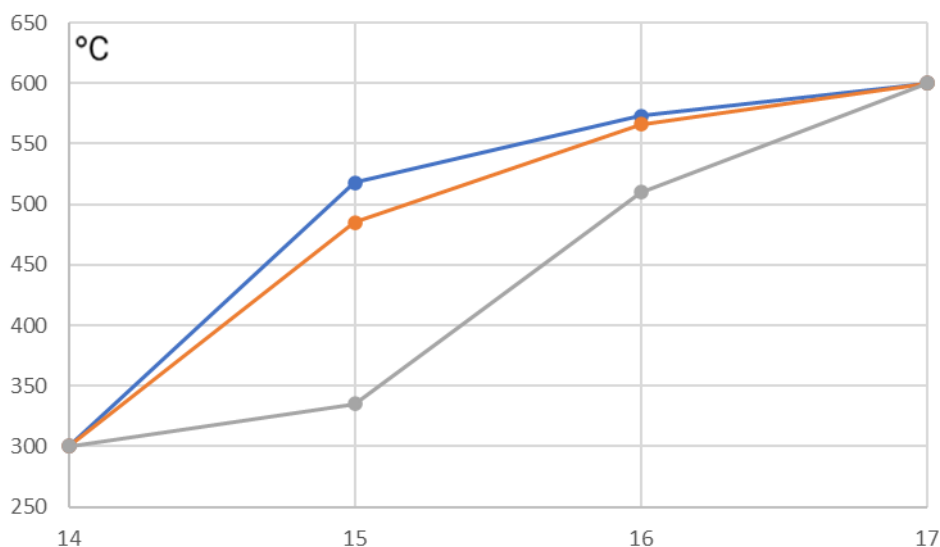


Рис. 2.21 – Зміна температури робочого середовища в трубах по вторинній парі для навантажень: 50 % без рециркуляції, 50 % з рециркуляцією, 100%: 14 – вхід в паропаровий теплообмінник; 15 – вхід в I ступінь вторинного пароперегрівника; 16 – вихід в II ступінь вторинного пароперегрівника; 17 – вихід з II ступеня вторинного пароперегрівника

Тому при організації напрямку руху пари в стелі та ЕПК від топкової камери до поворотної камери більшій температурі первинної пари буде відповідати менший тепловий потік, внаслідок чого максимальні температури стінок суцільнозварних екранів стелі 538-541 °С і ЕПК 512-519 °С будуть мало відрізнятися.

При виборі марки сталі труб топкових екранів ВРЧ, ЕПК та стелі слід орієнтуватися на максимальні температури стінок ВРЧ $t_{ст, ВРЧ} = 516$ °С, ЕПК $t_{ст, ЕПК} = 519$ °С, сталі $t_{ст, стелі} = 541$ °С та номінальне напруження $[\sigma]_{ном} = 81,3$ МПа при тиску робочої середовища 33 МПа. З урахуванням цього і рекомендацій [7], при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ годин вибираємо марки сталі для ВРЧ, ЕПК та стелі – 11X11B2МФ, які значно дешевше ніж без рециркуляції димових газів: стеля – 10X16H16B2МБР, ВРЧ – 12X18H10Т, ЕПК – 11X11B2МФ.

Таблиця 2.2 Розрахункові значення температур гострої пари та питомих теплових потоків на ділянці від зони № 6 до поворотної камери при навантаженні 50 % для варіанта 4 з урахуванням рециркуляції димових газів

Найменування величини	Одиниці виміру	Екрани ВРЧ, ЕПК та стелі в районах:			
		зона №6	ШПП І	ШПП ІІ	Поворотна камера
Температура гострої пари на виході з:	°C				
ВРЧ		502			
ЕПК			507	510	516
стеля		530	534	535	538
Питомі теплові потоки:	кВт/м ²				
ВРЧ		54,33			
ЕПК			23,17	9,99	10,32
стеля		41,57	23,17	9,99	9,63

На рис. 2.22 показано, що на навантаженні 50 % при рециркуляції димових газів ($K_{\text{рец}} = 13 \%$) відбувається падіння температури пари і температури стінок в первинному тракті, завдяки чому має місце зниження максимальних температур стінок цільнозварних екранів: стелі на 37 °C, ВРЧ – 40 °C та ЕПК – 35 °C.

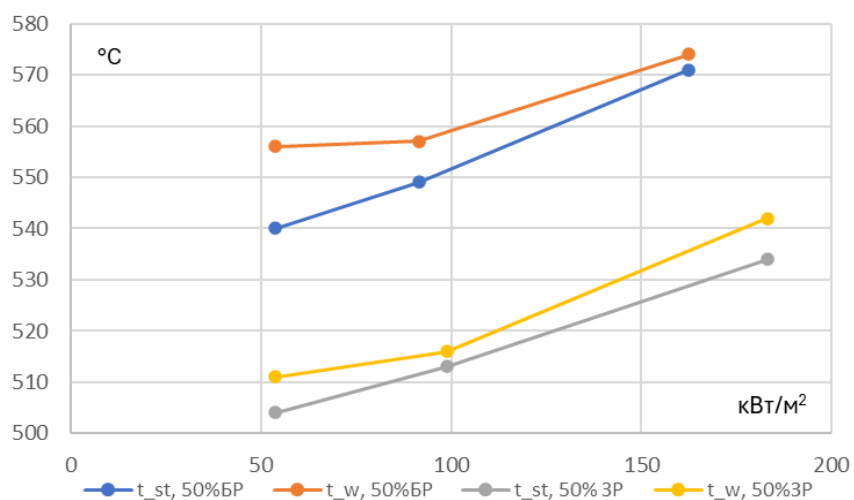


Рис. 2.22. Залежність температури пари та стінок після ВРЧ, ЕПК та стелі для навантаження 50% без рециркуляції та 50% з рециркуляцією від питомого теплового потоку.

Таким чином, використання рециркуляції димових газів на навантаженні 50 % призводить до здешевлення вартості котла через зменшення кількості звичайної аустенітної сталі 12X18H10T та аустенітної сталі покращеної якості 10X16H16B2МБР на 71,3 тис. т [6], відповідно, і заміни їх на дешевшу високолеговану сталь 11X11B2МФ, з більш високим коефіцієнтом теплопровідності. При такій організації топкового процесу середні питомі теплові потоки в ВРЧ падають: зона 5 – з 84,82 кВт/м² до 75,92 кВт/м², зона 6 – з 56,76 кВт/м² до 54,33 кВт/м² через зменшення температур газів у зонах, що розглядаються [6].

На рис. 2.23 і 2.24 приведено розподіл температур димових газів та робочого середовища на навантаженні 50% без з рециркуляцією димових газів.

У горизонтальному газоході та на вході в ППП2 температури газів зростають на 8-15 °С, тому теплосприйняття ППП2 підвищується з 349,4 кДж/кг до 449,7 кДж/кг, ППП1 – з 711,2 кДж/кг до 1045,8 кДж/кг.

Завдяки чому зменшується кількість тепла з 54.47·МВт до 46,18 МВт, передана гострим паром вторинному в паро-паровому теплообміннику (ППТО) тим самим відбувається розвантаження ППТО (рис. 2.23). У цьому додаткова частина тепла передається ППП від газодисперсного потоку.

За рахунок зростання конвективної складової теплопередачі збільшується температура робочого середовища при зменшенні температури газів. Зниження навантаження призводить до зростання температури робочого середовища в екранних трубах. Застосування рециркуляції знижує цей ефект (рис. 2.24).

Максимальні температури стінок змійовиків ППП1 та ППП2 у режимах роботи котла з рециркуляцією димових газів та без неї мало відрізняються між собою (рис. 2.24).

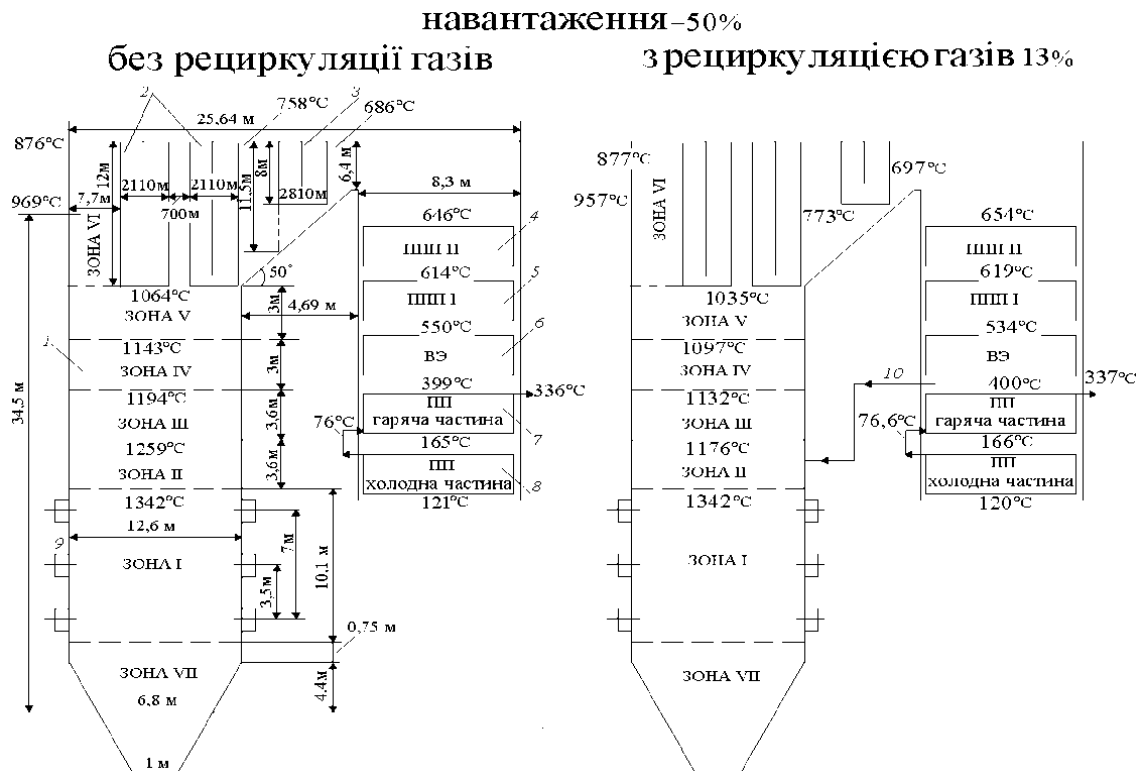


Рис. 2.23. Розрахункові значення температур газу та повітря трактом котла на навантаженні 50% з урахуванням та без урахування рециркуляції димових газів: 1 – топка; 2 – перший ступінь ширмового пароперегрівника; 3 – другий ступінь ширмового пароперегрівника; 4 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 5 – вхідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 6 – водяний економайзер; 7 – гаряча частина регенеративного підігрівника повітря; 8 – холодна частина регенеративного підігрівника повітря; 9 – палиник; 10 – рециркуляція димових газів.

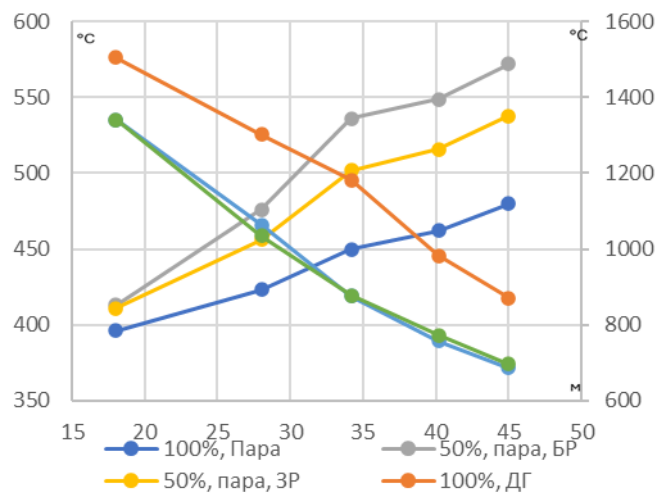


Рис.2.24. Зміна температур пари та димових газів по висоті котла: для навантаження: 100 %, 50 % без та 50 % з рециркуляцією димових газів

Інша картина спостерігається при переході роботи котла на мінімальний режим навантаження 40 %, який неможливо організувати без рециркуляції димових газів через дуже велику різницю теплосприйняття між гострою і вторинною парою

Розглянемо три режими роботи парогенератора на цьому навантаженні, що відрізняється між собою коефіцієнтом рециркуляції $K_{\text{рец}} = 10-20\%$. З рис. 2.18 видно, що зі зростанням коефіцієнта рециркуляції з 10 до 20 % температури гострої пари на виході з екранів ВРЧ та стелі знижуються на 20°C , ЕПК – 19°C . При цьому, з одного боку, недогрівання пари на вході в циліндр високого тиску становить 14°C іншого – відбувається значне зменшення максимальних температур стінок екранів ВРЧ до 547°C , ЕПК – 551°C та стелі – 589° . Через падіння температур газів, а отже, і питомих теплових потоків за висотою топки в зонах 2–6. З рис. 2.25 видно, що СРЧ, куди подаються рециркулювальні димові гази (зона 2), спостерігається максимальне падіння температури газів на 39°C та питомих теплових потоків на $5783,5 \text{ Вт/м}^2$.

По мірі підвищення значень вертикальної координати теплосприйняття поверхонь нагріву зон 2–6 зменшується, тому градієнт температури газів зростає, що суттєво уповільнює швидкість зменшення зазначених параметрів. Так, у зоні № 5 температура газів падає на 14°C , а питомі теплові потоки – на $3357,5 \text{ Вт/м}^2$.

Для забезпечення номінальної температури гострої пари 600°C на виході з котла на навантаженні 40% необхідно, щоб $K_{\text{рец}} = 12\%$. У цьому випадку температури стінок $t_{\text{ст, ВРЧ}} = 564^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{ст, ЕПК}} = 565^{\circ}\text{C}$ і $t_{\text{ст, стелі}} = 596^{\circ}\text{C}$ (рис. 2.25-2.27 виявляються дещо вищими, ніж у варіанті 3 ($K_{\text{рец}} = 20\%$)).

Слід підкреслити, що розрахунки температур стінок цільнозварних газоцільних екранів ВРЧ, ЕПК та стелі для різних варіантів при навантаженні 40 % проводилися з урахуванням розподілу температур гострої

пари та димових газів, питомих теплових потоків уздовж горизонтального газоходу від зони 6 до поворотної камери і стелі в табл. 2.3, 2.4

При виборі марок сталі для варіантів 2 і 3 орієнтувалися на максимальні температури стінок газощільних екранів: варіант 2 – $t_{\text{ст, ВРЧ2}} = 564$ °C, $t_{\text{ст, ЕПК2}} = 565$ °C і $t_{\text{ст,стелі2}} = 596$ °C; варіант 3 – $t_{\text{ст, ВРЧ3}} = 547$ °C, $t_{\text{ст, ЕПК3}} = 551$ °C і $t_{\text{ст,стелі3}} = 589$ °C номінальна напруга $[\sigma]_{\text{ном}} = 81,3$ МПа.

З урахуванням цього і рекомендацій [7], при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ годин вибираємо марки сталі для варіантів 2 та 3: ВРЧ та ЕПК – 11X11B2МФ, стелі – 10X16H16B2МБ. Таким чином, обидва варіанти мають однакову вартість газощільних екранів ВРЧ, ЕПК та стелі.

У варіанті 3 (20%) для досягнення температури вторинної пари 600°C на виході з котла в паро-паровому теплообміннику знімається дещо більша кількість тепла 47,61·МВт, ніж у другому – 47,10·МВт. Однак це практично не позначається на величинах максимальних температур стін змійовиків пароперегрівачів низького тиску ППП1 і ППП2, про що свідчать рис. 2.28 та 2.29.

Таким чином, при виборі марки стали змійовиків вихідного пакета ППП1 визначальними параметрами температура стінки в перерізі № 1 дорівнює 602 °C і $[\sigma]_{\text{ном}} = 8,8$ МПа (рис. 2.28). Цим параметрам відповідає марка сталі 11X11B2МФ, що збігається з маркою сталі, обраною в [93].

Інша картина вимальовується під час виборів марки стали змійовиків першого пакета ППП1. Максимальна температура стінки змійовиків вхідного пакета ППП1 у перерізі № 2 на номінальному навантаженні на 104-107 і 77 °C нижче, ніж на навантаженнях 40-50%, відповідно. Тому при виборі марки сталі вхідного пакета ППП1 орієнтуватимемося на температуру стінки в перерізі № 2 рис 2.25 $t_{\text{ст, ппп1}} = 572-575$ °C і $[\sigma]_{\text{ном}} = 8,8$ МПа. У результаті вибираємо сталь марки 11X11B2МФ.

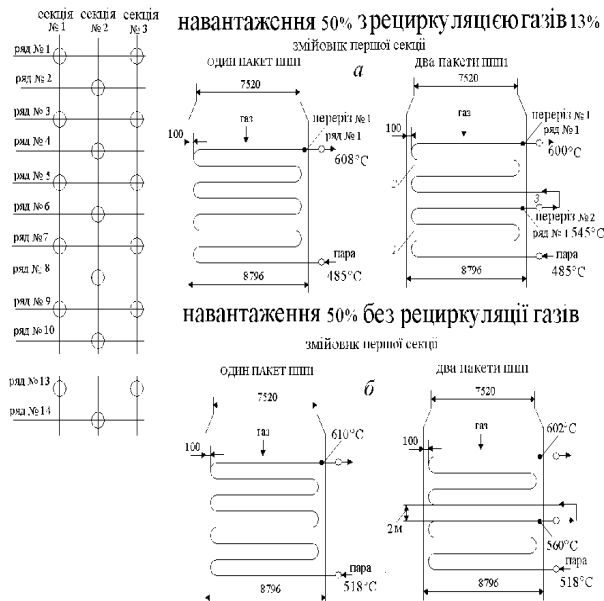


Рис. 2.24. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змішувальників ППП1 на навантаженні котла 50 % з рециркуляцією 13 % (а) та без рециркуляції (б) димових газів: 1 – перший пакет; 2 – інший пакет; 3 – змішувальний колектор.

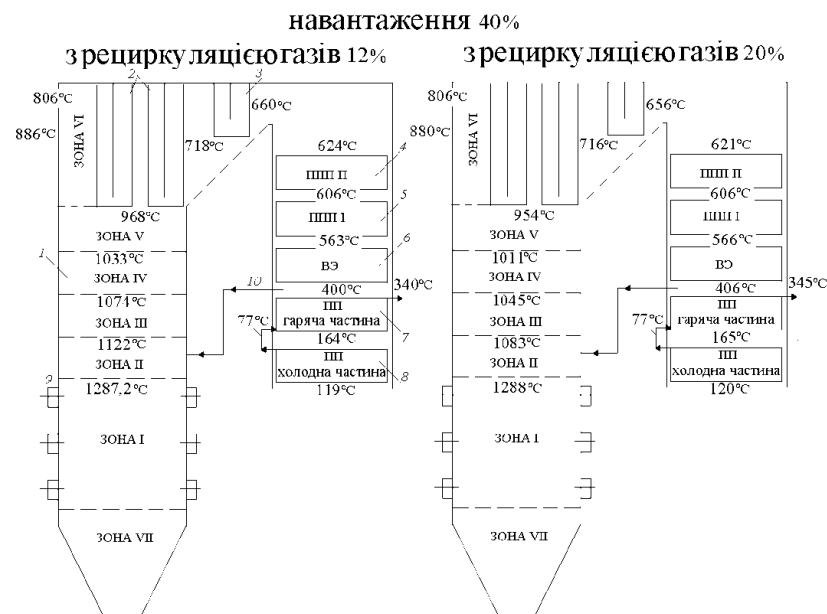


Рис. 2.25. Розрахункові значення температур газу та повітря трактом котла на навантаженні 40% з урахуванням рециркуляції димових газів 12 % (варіант 2) та 20 % (варіант 3): 1 – топка; 2 – перший ступінь ширмового пароперегрівника; 3 – другий ступінь ширмового пароперегрівника; 4 – вихідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 5 – вхідний ступінь пароперегрівника вторинної пари; 6 – водяний економайзер; 7 – гаряча частина регенеративного підігрівника повітря; 8 – холодна частина регенеративного підігрівника повітря; 9 – пальник; 10 – рециркуляція димових газів.

Для змійовиків пароперегрівника ППП2 вибір марки сталі проводиться за максимальною температурою стінки в перерізі № 1 на номінальному навантаженні $t_{ст, ппп2} = 676 \text{ }^{\circ}\text{C}$, яка на $60-63 \text{ }^{\circ}\text{C}$ вище, ніж у варіантах 2 і 3.

Значення максимальних температур стінок змійовиків вихідного пакета ППП1 у перерізі № 1 на навантаженнях 40-50% мало відрізняються між собою і на $16 \text{ }^{\circ}\text{C}$ вище, ніж при номінальному навантаженні (рис. 2.9 та рис. 2.3).

Якщо порівняти результати розрахунків максимальних температур стінок труб першого ступеня ширмового пароперегрівника ШПП I (два пакети, рис. 2.21) та другий – ШПП II на максимальному [4] та мінімальному навантаженні у найбільш небезпечних перерізах 1–5 (рис. 2.30-2.31) з [6]), то в першому і другому пакетах ШПП I максимальні температури стінки труб розташовані в перерізах № 1 і № 3, які на номінальному навантаженні для центральних і крайніх ширм виявляються вищими, ніж для варіантів 2 і 3. Аналогічна картина спостерігається у вихідній ступені ШПП II, де найбільш небезпечним перерізом є труб перетин ШПП I для виходів двох ступенів ШПП II, залежить від величин максимальних температур стінок труб у перерізах № 1, № 3 та № 5, розрахованих на номінальному навантаженні, що було продемонстровано в [93].

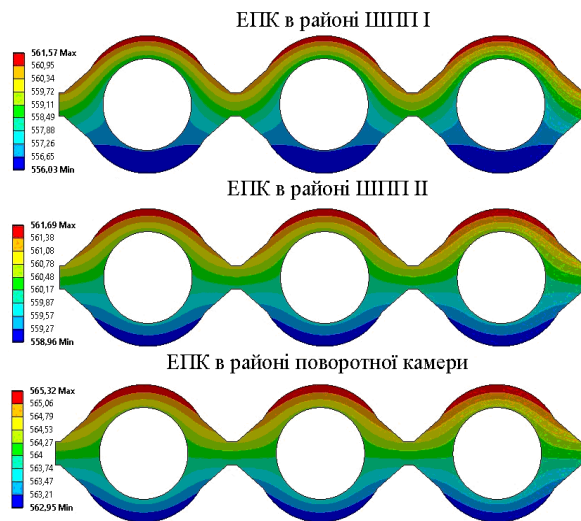


Рис. 2.26. Розподіл температур стінок труб суцільнозварних екранів ЕПК, розташованих у районах ШПП І, ШПП ІІ та поворотної камери, при навантаженні котла 40 % для варіанта 2 з рециркуляцією димових газів 12 %.

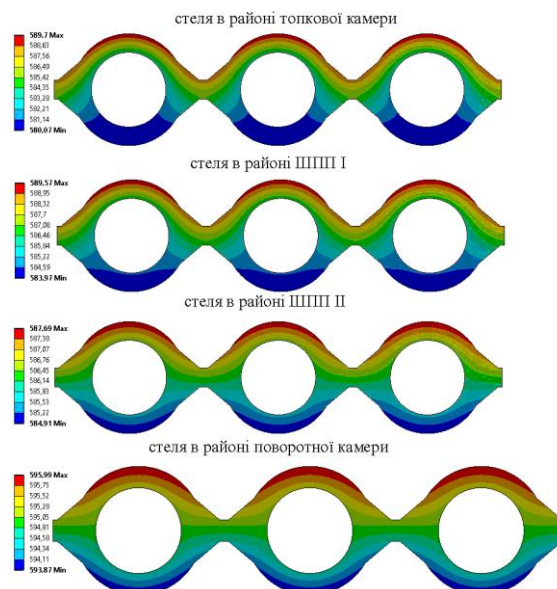


Рис. 2.27. Розподіл температур стінок труб стельових суцільнозварних екранів, розташованих у районах топкової камери, ШПП І, ШПП ІІ та поворотної камери, при навантаженні котла 40 % для варіанта 2 з рециркуляцією димових газів 12 %.

Таблиця 2.3. Розрахункові значення температур гострої пари та питомих теплових потоків на ділянці від зони № 6 до поворотної камери при навантаженні 40 % для варіанта 2 з урахуванням рециркуляції ДГ 12 %

Найменування величини	Одиниці виміру	Екрани ВРЧ, ЕПК та стелі в районах:			
		зона №6	ШПП І	ШПП ІІ	Поворотна камера
Температура гострої пари на виході з:	°С				
ВРЧ		552			
ЕПК			557,3	560	564
стелі		581	585	586	588
Питомі теплові потоки:	кВт/м ²				
ВРЧ		43,30			
ЕПК			17,09	6,36	4,99
стелі		32,46	17,09	6,36	3,64

Таблиця 2.4. Розрахункові значення температур гострої пари та питомих теплових потоків на ділянці від зони 6 до поворотної камери при навантаженні 40 % для варіанта 3 з урахуванням рециркуляції ДГ 20 %

Найменування величини	Одиниці виміру	Екрани ВРЧ, ЕПК та стелі в районах:			
		зона 6	ШПП І	ШПП ІІ	Поворотна камера
Температура гострої пари на виході з:	°С				
ВРЧ		536			
ЕПК			542	544	549
стелі		565	569	569,6	572
Питомі теплові потоки:	кВт/м ²				
ВРЧ		42,30			
ЕПК			17,43	6,89	5,66
стелі		32,53	17,43	6,89	4,38

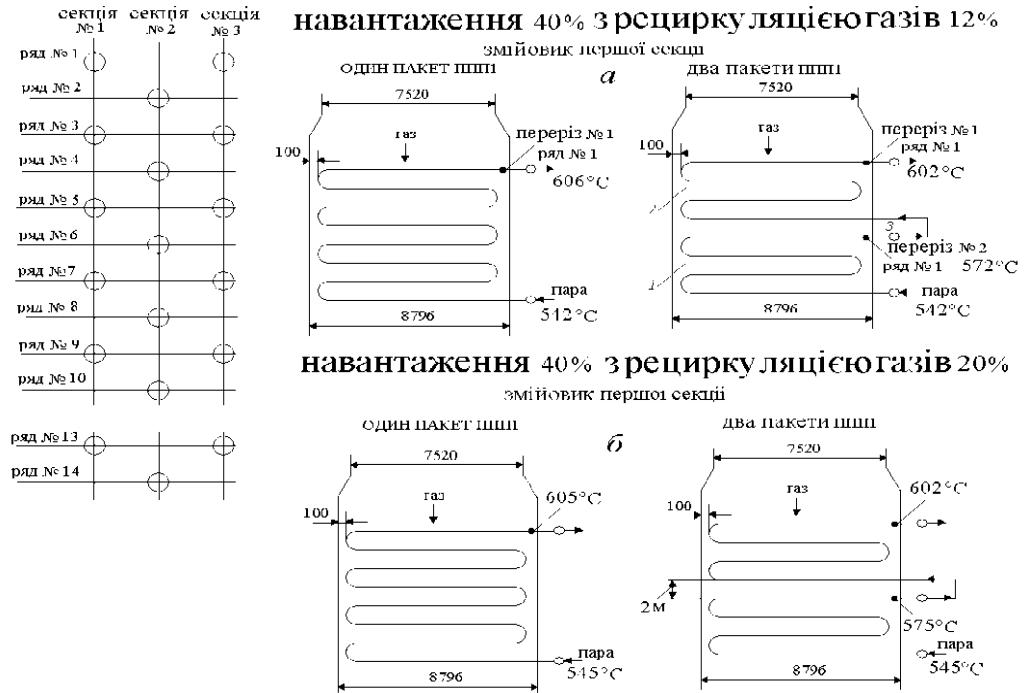


Рис. 2.28. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змійовиків ППП1 на навантаженні котла 40 % для варіантів 2 та 3 з рециркуляцією димових газів 12 % (а) та 20 % (б), відповідно: 1 – перший пакет; 2 – інший пакет; 3 – змішувальний колектор.

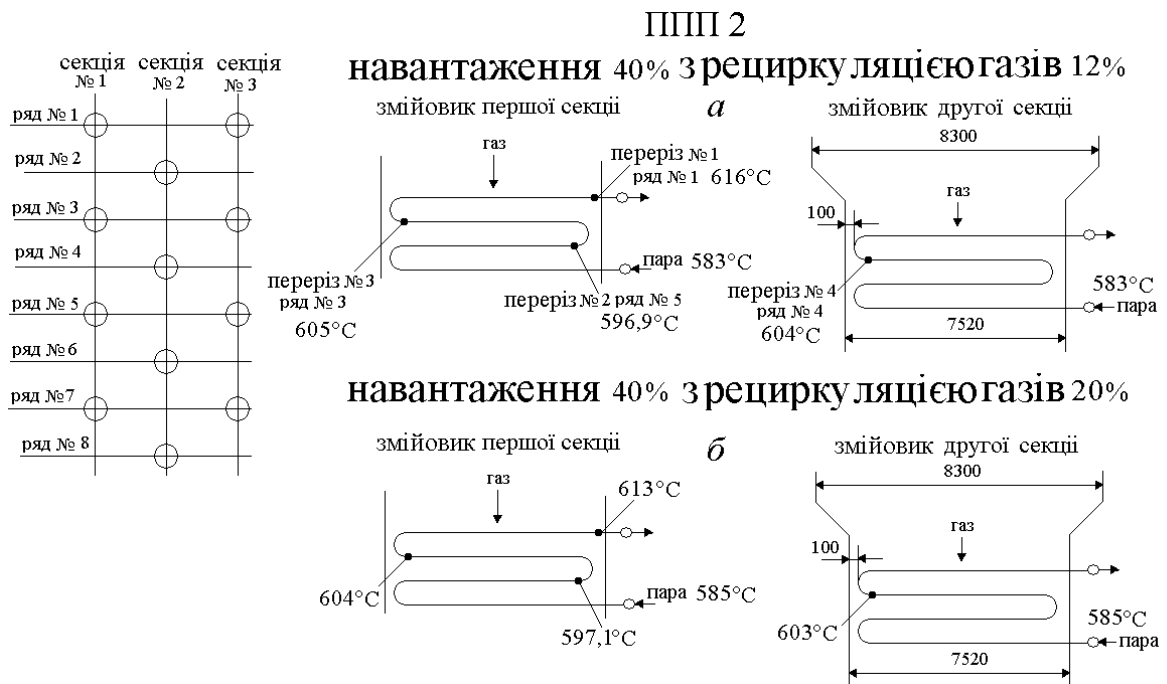


Рис. 2.29. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змійовиків ППП2 на навантаженні котла 40 % для варіантів 2 та 3 з рециркуляцією димових газів 12 % (а) та 20 % (б), відповідно.

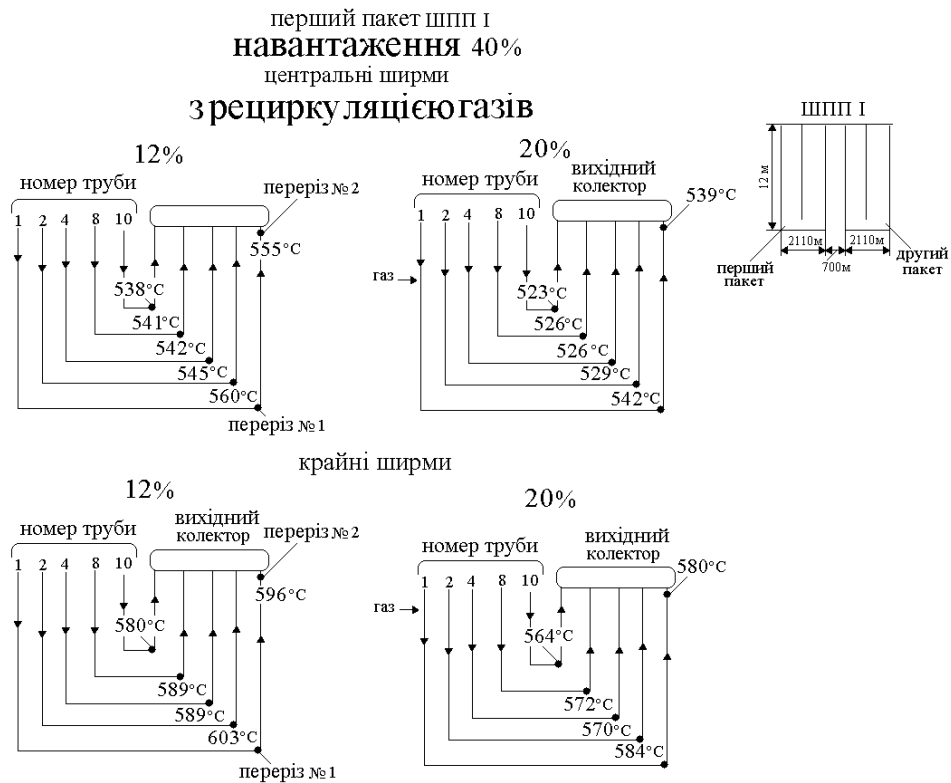


Рис. 2.30. Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральних та крайніх ширм I (перший пакет для варіантів 2 та 3) на навантаженні котла 40 % з рециркуляцією димових газів 12 % та 20 %.

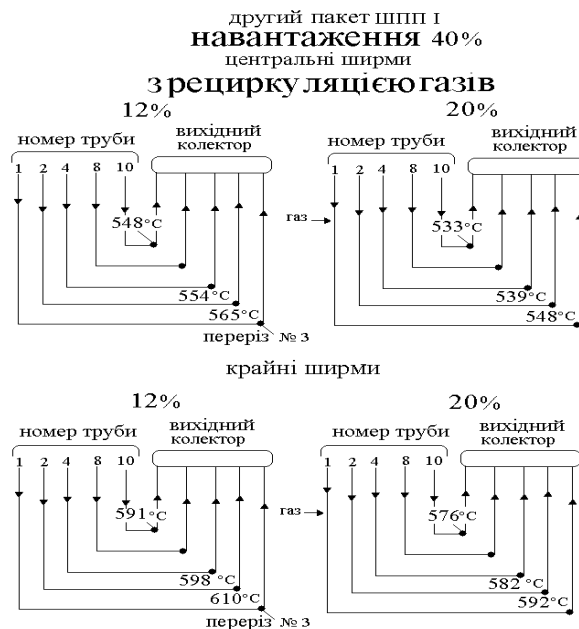


Рис. 2.31 Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральних та крайніх ширм I (інший пакет для варіантів 2 та 3) на навантаженні котла 40 % з рециркуляцією димових газів 12 % та 20 %.

2.5 Висновки до розділу 2

1. Розроблено методику розрахунку і алгоритм, за допомогою якого проводились конструкторсько-перевірочні теплові розрахунки пиловугільного парогенератора котла СНКП 28 МПа/600 °С /600 °С для блока 300 МВт на навантаженнях 50–100 % від номінального. Регулювання гострої пари здійснюється за допомогою встановлення двох вприскувальних пароохолоджувальників перед ШПП І і ШПП ІІ, а також за рахунок передачі частини тепла від первинної пари до вторинної за допомогою паро-парового теплообмінника (ППТО), що приводить до зменшення поверхні ППП І.

2. Розроблено два оригінальних технічних рішення, що дозволяють підвищити надійність роботи напруженого вихідного ступеня ШПП ІІ:

- а) ШПП І захищає ШПП ІІ від теплового випромінювання топкової камери, поглинаючи 75 % радіаційного тепла, що випромінюється топкою, і тільки 25 % припадає на теплосприйняття ШПП ІІ;
- б) в ШПП І і ШПП ІІ реалізується двоходова схема руху пари, що забезпечує високі швидкості пари і коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби у центральних і крайніх ширмах, що приводить до зменшення температури стінки труби і підвищенню терміну служби металу змійовиків. Крім того, високі температури пари мають місце в зоні, розташованій у стінки, де температура газів і теплові потоки нижчі, ніж у центральній частині.

3. Теплонапруження по перерізу топки підібрані таким чином, щоб температура забруднених екранів 1234 °С була нижчою за температуру початку шлакування 1268 °С, що говорить про безшлакувальну роботу екранів НРЧ.

4. У всьому діапазоні зміни навантаження котлоагрегату 50–100 % температура на виході із зони 1 буде вищою за мінімально допустиму температуру 1250 °С, нижче якої відбувається загасання факела.

5. При переході до навантаження 50 % температура газів на виході із зони 1 зменшується з 1506 °С до 1342 °С, внаслідок чого питоме теплове навантаження газощільних екранів НРЧ зменшується в 1,469 рази, в той час як витрата живильної води на вході в котел падає в 2 рази, що призводить до підвищення температури робочого середовища в екранах НРЧ, СРЧ, ВРЧ, ЕПК і стелі на 4–26,5%.

6. Зі зниженням навантаження парогенератора відбувається перерозподіл теплосприйняття між первинним і вторинним трактами, в результаті чого гостра пара має надлишок тепла, вторинна пара – брак тепла. Для перекидання тепла, якого бракує, з первинного у вторинний тракт передбачений паро-паровий теплообмінник. Крім того, доцільно розглянути додатковий механізм регулювання температури вторинної пари за рахунок рециркуляції димових газів на низьких навантаженнях із введенням їх в зону СРЧ. Пропонований спосіб регулювання дозволяє:

- а) знизити теплосприйняття суцільнозварних газощільних екранів первинного тракту і тим самим зменшити температури стінок ВРЧ, ЕПК і стелі;
- б) підвищити теплосприйняття пакетів ППП, зменшити навантаження на паропаровий теплообмінник і знизити температури стінок змійовиків ППП1 і ППП2.

7. Виходячи з розрахунків максимальних температур стінок змійовиків пароперегрівачів і суцільнозварних екранів було обрано такі марки сталей для елементів котла, необхідні для визначення вартості котла: суцільнозварні газощільні топкові екрани НРЧ і СРЧ – 12Х1МФ; перший пакет ШПП I: центральні ширми – 11Х11В2МФ, крайні: 10Х16Н16В2МБР; другий пакет ШПП I: центральні ширми – 11Х11В2МФ, крайні: 10Х16Н16В2МБР; ШПП II: центральні ширми – 1 ряд труб – 10Х16Н16В2МБР, 2-40 ряд труб – 12Х18Н10Т, крайні: 10Х16Н16В2МБР; ППП2: 1 і 2 ряд труб (по ходу газів) – 10Х16Н16В2МБР, 3-8 ряд труб – 11Х11В2МФ; ППП1: перший пакет ППП1 – 12Х1МФ, другий пакет ППП1 – 11Х11В2МФ. Для виготовлення

пароперегрівників та суцільнозварних газоцільних екранів котла необхідна кількість звичайної 12X18H10T і поліпшеної якості 10X16H16B2МБР аустенітних сталей 268291 кг, високолегованої сталі 11X11B2МФ – 257966 кг і перлітної сталі 12X1МФ – 297 789 кг. При цьому звичайна аустенітна сталь становить 11,9 %, поліпшеної якості – 16,5 % від загальної маси металу, яка працює під тиском в зоні котла, що обігривається. Розрахункова маса котла дорівнює 5350000 кг.

8. Роботу котла на мінімальному режимі навантаження 40 % неможливо організувати без рециркуляції димових газів через дуже велику різницю теплосприйняття між гострою та вторинною парою. Підвищення коефіцієнта рециркуляції з 10 до 20% на навантаженні 40% призводить до падіння температури гострої пари на виході з екранів ВРЧ, стелі та ЕПК, і, як наслідок, до значного зменшення максимальних температур стінок екранів ВРЧ та ЕПК. При цьому недогрів гострої пари на виході становить 14°C.

9. Для забезпечення номінальної температури гострої пари 600°C навантаженням 40 % необхідно, щоб $K_{\text{рец}} = 12 \%$. У такому разі максимальні температури стінок та номінальна напружка сталі, за якими вибираються марки сталей рівні: $t_{\text{ст, ВРЧ}} = 564^\circ \text{C}$, $t_{\text{ст, ЕПК}} = 565^\circ \text{C}$, $t_{\text{ст, стелі}} = 596^\circ \text{C}$ $[\sigma]_{\text{ном}} = 81,3 \text{ МПа}$. Цим параметрам відповідають такі марки сталей: ВРЧ та ЕПК – 11X11B2МФ, стелі – 10X16H16B2МБР. Таким чином, відбувається подорожчання котла, порівняно з навантаженням 50% і $K_{\text{рец}} = 13\%$, де стеля виготовляється з дешевшої високолегованої сталі 11X11B2МФ.

10. При переході на мінімальні навантаження роботи котла 40% та 50% температура газів на виході із зони активного горіння 1286-1342°C виявляється вищою за мінімально допустиме значення 1250°C, нижче якого відбувається загасання факела. Температура забруднених екранів ВРЧ 1049-1096 °C на навантаженнях 40 % і 50 % нижча за температуру початку шлакування 1268 °C (для вугілля марки ДГ-100), що забезпечує безшлакувальну роботу поверхонь нагріву зони активного горіння.

РОЗДІЛ 3. ГАЗИФІКАЦІЯ ТОРФУ ДЛЯ ВУГІЛЬНОГО КОТЛА

Проблеми пошуку поновлюваних видів сировини і технологій їх термохімічної переробки для промисловості та енергетичного комплексу є надзвичайно актуальними. Один з таких пріоритетних напрямків – спільне спалювання продуктів газифікації біомаси та вугільного пилу в камерних топках парових котлів. В статті [101] процес газифікації біомаси відбувається в циркулюючому киплячому шарі. Отриманий генераторний газ разом з коксозольним залишком подається в скидні пальники камерної топки парогенератора з твердим шлаковидаленням. В основні пиловугільні пальники котла надходить подрібнене кам'яне вугілля, що транспортується гарячим повітрям. В роботах [102, 103] пропонується виробляти генераторний газ з біомаси для енергетичних та технологічних цілей.

3.1 Моделювання процесів пароповітряної газифікації торфу в нерухомому шарі і спалювання пилогазової суміші в потоці

У цьому розділі описується процес підготовки торф'яного синтез-газу для спалювання в топці з рідким шлаковидаленням парогенератора ТПП-210А (рис. 3.1), який отримується шляхом термохімічної переробки в реакторі з нерухомим шаром волинського торфу в пароповітряній суміші, збагаченій киснем, під тиском 1,5 МПа.

Робочий процес в газогенераторі, виходячи із змін, яких зазнає торф на різних стадіях термохімічної переробки, можна умовно розділити на чотири зони. Шлакова подушка (зона I на рис. 3.1) складається з частинок золи, сформованих в результаті горіння і газифікації вихідного палива. Ця зона захищає колосникову решітку реактора 15 від перегріву. Окислювальна зона II включає в себе дві області.

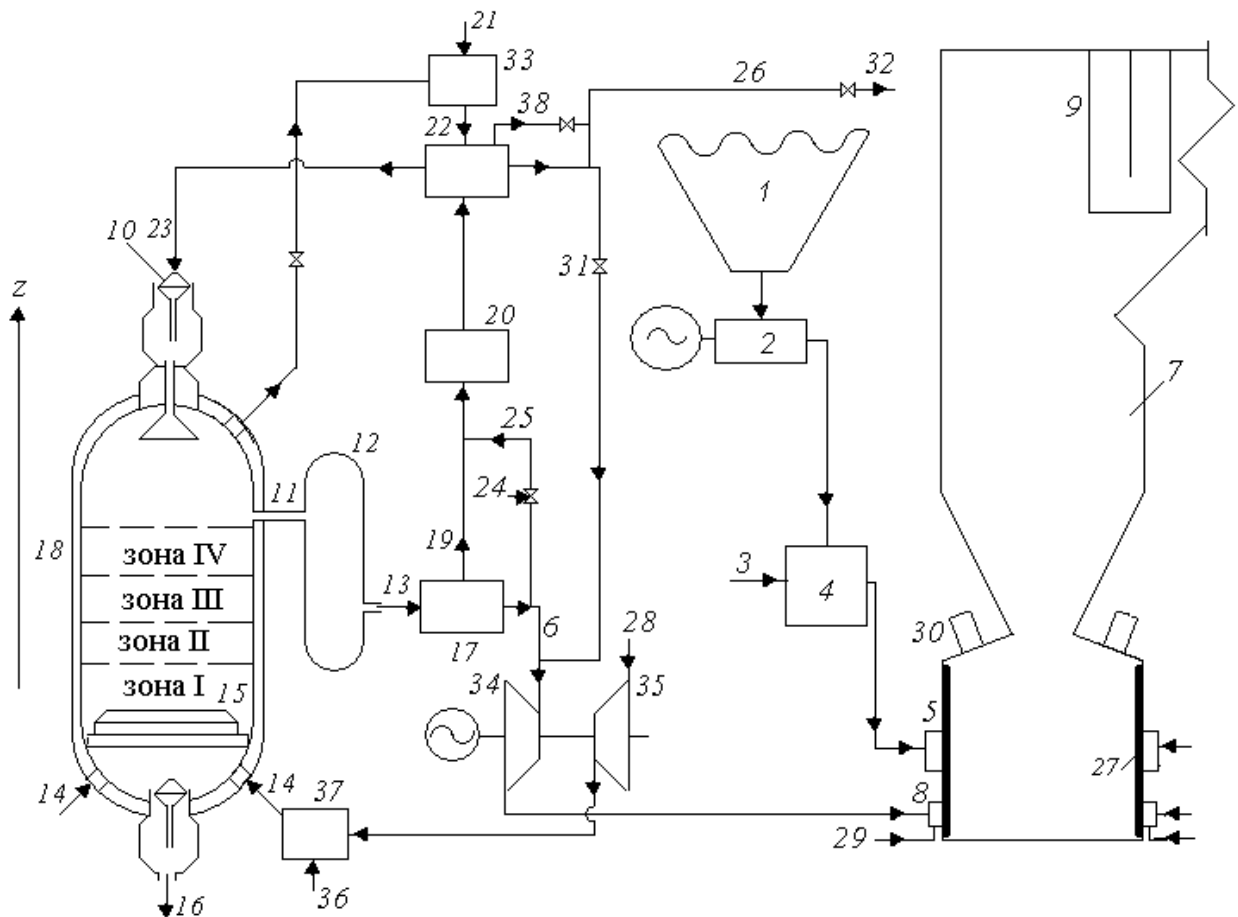


Рис. 3.1. Схема спільного спалювання в топці котла ТПП-210А газового вугілля і торф'яного синтез-газу: 1 – бункер пилу; 2 – живильник пилу; 3 – транспортуючий агент; 4 – змішувач; 5 – основні пальники; 6 – синтетичний торф'яний газ; 7 – топка; 8 – газові пальники; 9 – ширми; 10 – мигалка; 11 – вихід генераторного газу; 12 – скруббер; 13 – вихід сирого неочищеного газу; 14 – пароповітряна суміш; 15 – решітка; 16 – вихід золи; 17 – очищення газу; 18 – газогенератор; 19 – подача смоли в камеру згоряння; 20 – камера згоряння; 21 – подача сирого торфу; 22 – сушильна камера; 23 – висушений торф; 24 – регулювальний клапан; 25 – подача генераторного газу в камеру згоряння; 26 – випаровування води вихідного торфу; 27 – рідкий шлак; 28 – повітря, збагачене киснем; 29 – повітря; 30 – скидні пальники; 31 – шибер; 32 – скидання води за котел; 33 – шлюзовий бункер; 34 – газова турбіна; 35 – компресор; 36 – пара; 37 – камера змішування; 38 – скидання продуктів згоряння за котел; I – шлакова подушка; II – зона окислення; III – зона газифікації; IV – зона піролізу

У першій з них, де велика частина кисню в дуже вузькому інтервалі шару інтенсивно витрачається на конверсію вуглецю і догорання продуктів газифікації CO і H_2 , температури газу і частинок торфу досягають максимальних значень. На другому відрізку (окислювально-відновна область реагування) поглинання тепла ендотермічних реакцій $\text{C} + \text{CO}_2 = 2\text{CO}$ і $\text{C} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO} + \text{H}_2$ домінує над виділенням тепла екзотермічних реакцій $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$, $\text{C} + 0,5\text{O}_2 = \text{CO}$, $\text{CO} + 0,5\text{O}_2 = \text{CO}_2$ і $\text{H}_2 + 0,5\text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$, внаслідок чого відбувається різке падіння температур фаз і концентрації O_2 . Відновлювальна зона III має більшу протяжність, ніж окислювальна область через малі швидкості гетерогенних відновних реакцій, обумовлених порівняно низьким рівнем температур дискретної фази і концентрацій газових компонентів CO_2 і H_2O . У четвертій зоні висушені частинки торфу нагріваються безкисневою газовою сумішшю за рахунок міжфазного конвективного теплообміну і радіаційно-кондуктивного теплопереносу твердої фази, що забезпечує вихід з них летких речовин, які змішуються з газовим середовищем, що виходить з третьої зони, тим самим формуючи генераторний газ на виході з установки 11. Пройшовши скруббер 12, генераторний газ 13 спрямовується в очисну камеру 17, де відбувається його очищення від пилу і смоли, після чого смола згоряє в камері згоряння 20 і теплота продуктів згоряння витрачається на випаровування вологи сирого торфу 21 в рекуперативній сушильній камері 22. За необхідності можливе підвищення витрат і температури сушильного агенту шляхом рециркуляції частини генераторного газу по трубопроводу 25 в камеру згоряння. Кількість рециркулюючого генераторного газу регулюється клапаном 24. Сирий торф направляється в шлюзовий бункер 33, після чого в ньому встановлюється тиск 1,5 МПа за рахунок введення в бункер генераторного газу з реактора 18. Висушений торф з сушильної камери 22 надходить в газогенератор. Вугільний пил з бункера 1 подається в змішувач 4 живильників пилу 2, де змішується з транспортним агентом 3,

після чого направляється в основні пальники 5. Очищений від смоли і пилу синтетичний торф'яний газ 6 змішується з випареною вологою вихідного палива 26 і надходить в газову турбіну 34, де скидає надлишковий тиск до атмосферного, після чого генераторний газ подається в газові пальники 8, розташовані на висоті 455 мм від поду. Туди ж прямує повітря 29, необхідне для горіння. У цьому випадку генераторний торф'яний газ містить 22,6 % H_2O , що знижує його теплотворну здатність і сприяє конденсації H_2O в турбіні 34.

Для усунення цих недоліків пропонується здійснювати скидання випареної вологи 26 і відпрацьованого сушильного агенту 38 за котел по трубопроводу 32. У цьому випадку доцільно використовувати регенеративну сушильну камеру 22. Крім того, в очисній камері 17 необхідно встановити два рекуперативних теплообмінника. Перший з них призначений для охолодження торф'яного газу, в результаті чого відбувається конденсація вологи. Другий теплообмінник слугує для передачі сухому генераторному газу відібраного в першому теплообміннику тепла.

Газова турбіна приводить в обертання компресор 35, в якому відбувається стиснення повітря 28, збагаченого киснем. Пароповітряна суміш 14 формується в камері змішувача 37, куди подається пара 36 і повітря 28. Склад і калорійність генераторного торф'яного газу, що вводиться в реакційну зону, можна регулювати шляхом зміни збагачення реагуючого агенту повітря киснем і водяною парою. На відміну від технології спалювання бінарних сумішей в топках з сухим шлаковидаленням [104,105], де реалізована подібна схема (рис. 3.1), яка застосовується в європейських країнах, основною проблемою при організації робочого процесу в топках з рідким шлаковидаленням 27 є формування стійкого витікання шлаку з льотки. Ця проблема вирішується установкою поблизу низу топки газових пальників 8, що спалюють синтез-газ. У наведеній на рис. 3.1 схемі спільного спалювання бінарної суміші основними елементами є газогенератор 18 і камерна топка існуючого котлоагрегату ТПП-210А 7. На котел ТПП-210А

встановлюються три газифікатори один над одним. Таке розташування мінімізує площу установки. Результати розрахунків спалювання вугілля та синтез-газу в котлі ТПП-210А представлені в [106].

В існуючих установках подібного типу [107] передбачена роздільна подача в котел генераторного газу, отриманого в газифікаторі із циркулюючим киплячим шаром при атмосферному тиску, і пиловугільних частинок. Останні подаються транспортуючим агентом в основні пальники, а синтетичний газ направляється в скидні пальникові пристрої, розташовані на бічних екранах холодної воронки.

Як варіант, нами пропонується оригінальний спосіб подачі висококонцентрованого пилу в основні пальники під розрідженням з використанням газоструминного ежектора, подібно схемі, описаній в статті [104]. На відміну від [104] тут замість пари, що надходить в ежектор під тиском, використовується в якості робочого середовища очищений генераторний газ. Газоструминний ежектор встановлюється в центральну частину основних пальників, подібно [107]. При цьому скидні пальникові пристрої відсутні. Розпилення пилоповітряної суміші проводиться відпрацьованим генераторним газом з можливим використанням розсікача. При установці парового ежектора в активній частині топкової камери присутній інертний газ H_2O , який знижує концентрацію кисню в газовій суміші, тим самим гальмує процеси займання й вигорання пиловугільних часточок і сприяє затягуванню факела, що створює загрозу шлакування ширмових пароперегрівників. У запропонованому варіанті в реакційно активну зону впорскується значна кількість горючих речовин CO , CH_4 і H_2 , що сприятливо впливає на процес горіння й стабілізацію пиловугільного факела, особливо це стосується палив із низьким виходом летких речовин. При цьому кількість горючих речовин, що вводяться в реакційну зону, а, отже, і калорійність синтетичного газу $4338\text{--}11962\text{ кДж/нм}^3$, можна регулювати залежно від виду вугільного пилу, що спалюється, шляхом насичення, що вводиться в газогенератор повітря киснем і водяною парою.

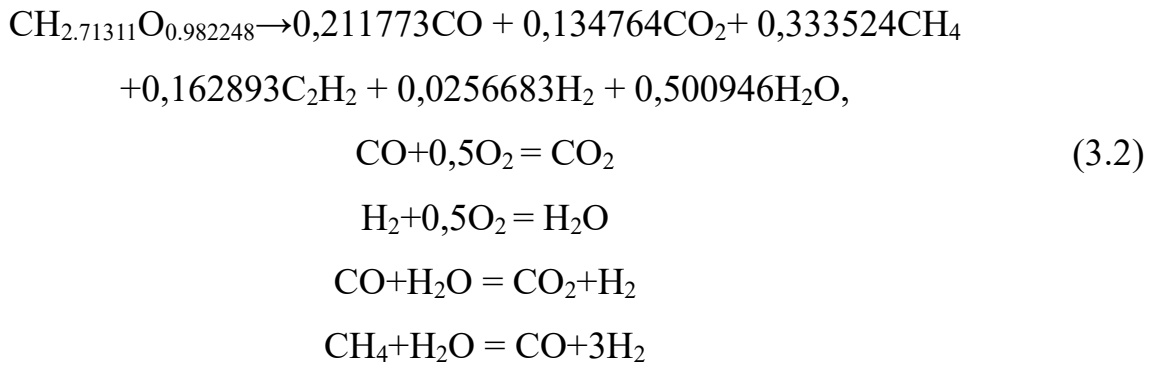
3.1.1 Моделювання процесу газифікації твердого палива в пароповітряній суміші в нерухомому шарі.

Для отримання детальної інформації про аеродинамічні, теплові та фізико-хімічні параметри пароповітряної газифікації твердого палива під тиском в нерухомому шарі і конструктивні характеристики установки необхідно розробити математичну двовимірну модель, що базується на побудові двовимірної системи параболічних і гіперболічних рівнянь переносу реагуючого газодисперсного середовища. Основними перевагами газифікації твердого палива під тиском на відміну від газифікації при атмосферному тиску є зменшення габаритів газогенератора завдяки підвищенню швидкостей гомогенних і гетерогенних хімічних реакцій за рахунок зростання (пропорційно тиску) концентрацій газових компонентів, що дуже важливо при установці газифікаторів на існуючих енергоблоках.

Передбачається, що процес пароповітряної газифікації є квазістаціонарним, газова суміш в газогенераторі складається з кисню, діоксиду та оксиду вуглецю, метану, водяної пари, водню, азоту, ацетилену і кисневмісної сполуки, тверда фаза представлена монодисперсними частинками сферичної форми, вихід летких речовин призводить до зниження щільності твердої фази при постійному діаметрі, а протікання гетерогенних реакцій горіння і газифікації на поверхні частинок – до зменшення їх розміру при незмінній щільності, порозність шару по вертикальній осі z не змінюється, газ між частинками шару рухається в режимі ідеального витіснення, стехіометрична схема реакцій включає в себе чотири гетерогенні реакції:



і п'ять гомогенних:



У стехіометричній схемі реакцій леткі компоненти торфу представлені формулою кисневмісної сполуки $\text{CH}_{2,71311}\text{O}_{0,982248}$, яка при нагріванні розкладається на газові компоненти CO , CO_2 , CH_4 , C_2H_2 , H_2 і H_2O згідно з першою реакцією (3.2).

Шар прогрівається високотемпературною газовою сумішшю до температури займання частинок ($\sim 600^\circ\text{C}$), які містяться у вузькій області, що примикає до поду. Цей момент прийнято за початок відліку $\tau = 0$. Далі відбувається відключення і подавання замість нього пароповітряної суміші, збагаченої O_2 , з температурою $t_{\text{H}_2\text{O}+\text{air}} = 350\text{--}450^\circ\text{C}$.

На відміну від [108, 109], де теоретично досліджений нестационарний процес парокисневої газифікації кам'яного вугілля при одноразовому (невідновлюваному) завантаженні твердої фази на колосникову решітку, тут розглядається квазістационарний процес газифікації торфу із безперервним подаванням вхідного палива і вивантаженням золи та шлаку з газифікатора, внаслідок чого розподіл температур фаз і концентрацій газових компонентів слабо змінюються в часі.

В існуючих методиках розрахунку фіксованого шару [108, 109] швидкість руху частинок $u_p(\tau, z) = 0$, а в пропонованій моделі $u_p(\tau, z) \neq 0$. Крім того, в окислювальній і відновній зонах відбувається зміна швидкості дисперсної фази $\partial u_p / \partial z \neq 0$ через зменшення діаметра частинок за рахунок протікання гетерогенних реакцій (3.1). Це є головною відмінністю пропонованої моделі від існуючих. Диференціальне рівняння, що описує

зміну швидкості руху частинок торфу в окислювальній і відновній зонах може бути отримано з рівняння нерозривності дисперсної фази.

$$\frac{\partial \rho_p}{\partial \tau} + \frac{\partial (u_p \rho_p)}{\partial z} = - \left[(k_{C+O_2} + 2k_{C+0.5O_2}) C_{O_2}^w + k_{C+CO_2} C_{CO_2}^w + k_{C+H_2O} C_{H_2O}^w \right] \frac{6\mu_c}{\delta}. \quad (3.3)$$

де k – константа хімічної реакції; μ – молекулярна маса; u_p , ρ_p , δ_p – швидкість густина та діаметр частинки; C^w – концентрація газу, τ – час.

Беручи до уваги, що в розглянутих зонах газогенератора величина $\rho_p = \text{const}$, рівняння (3.3) можна перетворити до вигляду

$$\frac{\partial u_p}{\partial z} = - \left[(k_{C+O_2} + 2k_{C+0.5O_2}) C_{O_2}^w + k_{C+CO_2} C_{CO_2}^w + k_{C+H_2O} C_{H_2O}^w \right] \frac{6\mu_c}{\rho_p \delta}. \quad (3.4)$$

Гранична умова для звичайного диференціального рівняння (3.4): $u_p(z = H_{\text{bed}}) = u_{p0}$. Зв'язок між діаметром реагуючих частинок торфу $\delta(\tau, z)$ і їх швидкістю $u_p(\tau, z)$ на зазначених ділянках може бути отриманий зі співвідношення витрат торфу на виході з відновлювальної зони і в перерізі z , що належить цим ділянкам

$$\frac{(1-\varepsilon)u_{p0}\rho_p}{(1-\varepsilon)u_p(\tau, z)\rho_p} = \left(\frac{\delta_0}{\delta(\tau, z)} \right)^3. \quad (3.5)$$

де ε – пористість шару.

При такій постановці задачі в рівняння теплового балансу дискретної фази [106] необхідно додати доданок, що враховує конвективне теплоперенесення. Виходячи з цього –

$$(1-\varepsilon)c_p \frac{\partial (t_p \rho_p)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial t_p}{\partial z} \right] + \left[(k_{C+O_2} Q_{C+O_2} + k_{C+0.5O_2} Q_{C+0.5O_2}) C_{O_2}^w - k_{C+CO_2} C_{CO_2}^w Q_{C+CO_2} - \right. \\ \left. - k_{C+H_2O} C_{H_2O}^w Q_{C+H_2O} - h_{\text{conv}}(t_p - t_g) \right] \frac{6(1-\varepsilon)}{\delta} - Q_{p \rightarrow w}^{\text{rad}} - Q_{p \rightarrow w}^{\text{cond}} - (1-\varepsilon)c_p \frac{\partial (t_p \rho_p u_p)}{\partial z} \quad (3.6)$$

Перетворимо рівняння (3.6) з використанням (3.3) при $\partial \rho_p / \partial \tau = 0$. В результаті приходимо до параболічного рівняння, що описує зміну теплової енергії реагуючих частинок торфу в окислювальній і відновній зонах

$$(1-\varepsilon)c_p \rho_p \frac{\partial t_p}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial t_p}{\partial z} \right] + \left[(k_{C+O_2} Q_{C+O_2} + k_{C+0.5O_2} Q_{C+0.5O_2}) C_{O_2}^w - k_{C+CO_2} C_{CO_2}^w Q_{C+CO_2} - \right. \quad (3.7)$$

$$-k_{C+H_2O} C_{H_2O}^w Q_{C+H_2O} - h_{conv}(t_p - t_g)] \frac{6(1-\varepsilon)}{\delta} - Q_{p \rightarrow w}^{rad} - Q_{p \rightarrow w}^{cond} - (1-\varepsilon)c_p \rho_p u_p \frac{\partial t_p}{\partial z} +$$

$$+ (1-\varepsilon)c_p t_p [(k_{C+O_2} + 2k_{C+0.5O_2})C_{O_2}^w + k_{C+CO_2} C_{CO_2}^w + k_{C+H_2O} C_{H_2O}^w] \frac{6\mu_c}{\delta}$$

Ділянка сухої перегонки характеризується значним зниженням густини дисперсної фази $\rho_p(\tau, z)$ при $\delta(\tau, z) = \delta_0$, постійністю швидкості частинок торфу $u_p(\tau, z) = u_{p0}$ і порівняно низькими температурами фаз. У цьому випадку рівняння нерозривності дисперсної фази (3.3) може бути приведене до вигляду

$$\frac{\partial \rho_p}{\partial \tau} + u_p \frac{\partial \rho_p}{\partial z} = - \frac{\rho_{p0}(1-V_d)V_d A_{volat} \exp\left[-\int_0^\tau A_{volat} d\tau\right]}{\left(1 - V_d \exp\left[-\int_0^\tau A_{volat} d\tau\right]\right)^2} \quad (3.8)$$

Граничні умови для рівняння першого порядку (3.8), яке належить до гіперболічного типу, знаходяться зі співвідношень: на виходах з шару $\rho_p(z = H_{bed}) = \rho_{p0}$ і відновної зони $\rho_p = \rho_{p0}(1-V_d)$. Перетворимо параболічне рівняння (3.6) з урахуванням (3.8)

$$(1-\varepsilon)c_p \rho_p \frac{\partial t_p}{\partial \tau} + (1-\varepsilon)c_p u_p \rho_p \frac{\partial t_p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial t_p}{\partial z} \right] + [(k_{C+O_2} Q_{C+O_2} + k_{C+0.5O_2} Q_{C+0.5O_2})C_{O_2}^w -$$

$$- k_{C+CO_2} C_{CO_2}^w Q_{C+CO_2} - k_{C+H_2O} C_{H_2O}^w Q_{C+H_2O} - h_{conv}(t_p - t_g)] \frac{6(1-\varepsilon)}{\delta} -$$

$$- Q_{p \rightarrow w}^{rad} - Q_{p \rightarrow w}^{cond} + (1-\varepsilon)c_p t_p \frac{\rho_{p0}(1-V_d)V_d A_{volat} \exp\left[-\int_0^\tau A_{volat} d\tau\right]}{\left(1 - V_d \exp\left[-\int_0^\tau A_{volat} d\tau\right]\right)^2} \quad (3.9)$$

Рівняння нерозривності газових компонентів можуть бути представлені в такому вигляді:

для кисню:

$$\frac{\partial C_{O_2}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{O_2})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{O_2 \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{O_2}}{\partial z} \right] - \frac{6(k_{C+O_2} + k_{C+0.5O_2})C_{O_2}^w (1-\varepsilon)}{\delta} -$$

$$- 0.5r_{CO+O_2} - 0.5r_{H_2+O_2} \quad (3.10)$$

діоксиду вуглецю:

$$\frac{\partial C_{\text{CO}_2}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{CO}_2})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{CO}_2 \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{CO}_2}}{\partial z} \right] + \frac{6(k_{\text{C}+\text{O}_2} C_{\text{O}_2}^w - k_{\text{C}+\text{CO}_2} C_{\text{CO}_2}^w)(1-\varepsilon)}{\delta} + r_{\text{CO}+\text{O}_2} +$$

$$+ r_{\text{CO}+\text{H}_2\text{O}} + 0.134764 r_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow} \quad (3.11)$$

оксиду вуглецю:

$$\frac{\partial C_{\text{CO}}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{CO}})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{CO} \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{CO}}}{\partial z} \right] + \frac{12[k_{\text{C}+0.5\text{O}_2} C_{\text{O}_2}^w + k_{\text{C}+\text{CO}_2} C_{\text{CO}_2}^w + k_{\text{C}+\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}}^w](1-\varepsilon)}{\delta} -$$

$$- r_{\text{CO}+\text{O}_2} - r_{\text{CO}+\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}} + 0.211773 r_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow} \quad (3.12)$$

метану:

$$\frac{\partial C_{\text{CH}_4}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{CH}_4})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{CH}_4 \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{CH}_4}}{\partial z} \right] - r_{\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}} + 0.333524 r_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow} \quad (3.13)$$

водяної пари:

$$\frac{\partial C_{\text{H}_2\text{O}}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{H}_2\text{O}})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{H}_2\text{O}}}{\partial z} \right] - \frac{6k_{\text{C}+\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}}^w (1-\varepsilon)}{\delta} + r_{\text{H}_2+\text{O}_2} - r_{\text{CO}+\text{H}_2\text{O}} +$$

$$+ 0.500946 r_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow} \quad (3.14)$$

водню:

$$\frac{\partial C_{\text{H}_2}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{H}_2})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{H}_2 \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{H}_2}}{\partial z} \right] + \frac{6k_{\text{C}+\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}}^w (1-\varepsilon)}{\delta} - r_{\text{H}_2+\text{O}_2} + r_{\text{CO}+\text{H}_2\text{O}} + 3r_{\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}} +$$

$$+ 0.0256683 r_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow} \quad (3.15)$$

бензолу:

$$\frac{\partial C_{\text{C}_2\text{H}_2}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{C}_2\text{H}_2})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{C}_2\text{H}_2 \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{C}_2\text{H}_2}}{\partial z} \right] + 0.162893 r_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow} \quad (3.16)$$

кисневмісної сполуки $\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248}$:

$$\frac{\partial C_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248}}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248}})}{\partial z} = \frac{(1-\varepsilon)\rho_{\text{по}}(1-V_d)V_d A_{\text{volat}} \exp[-\int_0^\tau A_{\text{volat}} d\tau]}{(1-V_d \exp[-\int_0^\tau A_{\text{volat}} d\tau])^2} \mu_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248}} +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248}}}{\partial z} \right] - r_{\text{CH}_{2,7131}\text{O}_{0,982248} \rightarrow} \quad (3.17)$$

і азоту:

$$\frac{\partial C_{\text{N}_2}}{\partial \tau} + \frac{\partial(u_g C_{\text{N}_2})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D_{\text{N}_2 \rightarrow \text{см}} \frac{\partial C_{\text{N}_2}}{\partial z} \right] + r_{\text{N}_2 \rightarrow} \quad (3.18)$$

Рівняння збереження кількості руху і енергії газової фази записуються як

$$\frac{\partial(\rho_g u_g)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho_g u_g^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P_g}{\partial z} - g\rho_g + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho_g \eta_g \frac{\partial u_g}{\partial z} \right] - \frac{150\eta_g \rho_g (1-\varepsilon)^2 u_g}{\delta^2 \varepsilon^3} - \frac{1.75\rho_g (1-\varepsilon) u_g^2}{\delta \varepsilon^3} \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial(\rho_g c_g t_g)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho_g u_g c_g t_g)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_{g,\text{эф}} \frac{\partial t_g}{\partial z} \right] + h_{\text{conv}}(t_p - t_g) \frac{6(1-\varepsilon)}{\delta} + r_{\text{CO}+\text{O}_2} Q_{\text{CO}+\text{O}_2} + r_{\text{H}_2+\text{O}_2} Q_{\text{H}_2+\text{O}_2} + r_{\text{CO}+\text{H}_2\text{O}} Q_{\text{CO}+\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}} Q_{\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}} \quad (3.20)$$

де ефективний коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{эф}}$, концентрації газових компонентів на поверхні частинки $C_{\text{O}_2}^w$, $C_{\text{CO}_2}^w$, $C_{\text{H}_2\text{O}}^w$ и C_{CO}^w , швидкості реакцій $r_{\text{H}_2+\text{O}_2}$, $r_{\text{CO}+\text{H}_2\text{O}}$, $r_{\text{CO}+\text{O}_2}$, $r_{\text{CH}_4+\text{H}_2\text{O}}$, $r_{\text{N}_2 \rightarrow}$ и $r_{\text{CH}_{2.7131}\text{O}_{0.982248}}$ і вихід летких речовин з торфу визначаються згідно з [111–116].

Граничні умови на вході в шар ($z = 0$) для параболічних рівнянь (3.7), (3.9) – (3.20) знаходяться з виразів:

$$\begin{aligned} \frac{\partial t_p}{\partial z} = C_{\text{CO}_2} = C_{\text{CO}} = C_{\text{CH}_4} = C_{\text{H}_2} = C_{\text{C}_2\text{H}_2} = C_{\text{CH}_{2.7131}\text{O}_{0.982248}} = 0, \\ C_{\text{O}_2} = C_{\text{O}_2 0}, C_{\text{H}_2\text{O}} = C_{\text{H}_2\text{O} 0}, \\ C_{\text{N}_2} = C_{\text{N}_2 0}, u_g = u_{g0}, t_g = t_{g0}, \end{aligned} \quad (3.21)$$

на виході з шару ($z = H_{\text{bed}}$) –

$$\begin{aligned} \frac{\partial t_g}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{O}_2}}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{N}_2}}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{CO}_2}}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{CO}}}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{CH}_4}}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{H}_2\text{O}}}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{H}_2}}{\partial z} = \frac{\partial C_{\text{C}_2\text{H}_2}}{\partial z} = \\ = \frac{\partial C_{\text{CH}_{2.7131}\text{O}_{0.982248}}}{\partial z} = \frac{\partial u_g}{\partial z} = 0, t_p = t_p(z = H_{\text{bed}}). \end{aligned} \quad (3.22)$$

Рівняння першого і другого порядків інтегрувалися маршовим методом прямого і зворотного прогонів на нерівномірній сітці, що згущується у нижній частині шару [113, 114]. При цьому для вирішення параболічних рівнянь (3.7), (3.9)–(3.20) використовувався метод ітерацій, а для гіперболічних рівнянь застосування ітерацій не було потрібно. Градієнт тиску виключався з допомогою відомого методу SIMPLE [110,112,115,116].

3.1.2 Результати розрахунків робочого процесу в газогенераторі

Розглянуто чотири варіанти розрахунку газифікації частинок волинського торфу діаметром $\delta_0 = 0,009$ м в пароповітряній суміші, збагаченій киснем, в нерухомому шарі з вмістом фіксованого вуглецю (на робочу масу) $C_{\phi}^r = 18,5124$ %, леткого – $C_{\text{volat}}^r = 17,4876$ %, сірки $S^r = 0,69$ %, водню $H^r = 3,58$ %, кисню $O^r = 19,6$ %, азоту $N^r = 1,36$ %, вологи $W^r = 18,9$ %, золи $A^r = 19,9$ %, летких речовин (на суху беззольну масу) $V^{\text{daf}} = 69,8$ %, температурою деформації і розм'якшення золи $t_{A,\text{def}} = 1360$ °C і $t_{A,\text{soft}} > 1400$ °C, з густиною частинок $\rho_{p0} = 1450$ кг/м³, порозністю $\varepsilon = 0,4$ під тиском $P_g = 1,5$ МПа. Варіант 1 (на один газифікатор): $B_{\text{H}_2\text{O}} = 667$ кг/год, $B_{\text{O}_2} = 1795$ кг/год, $B_{\text{N}_2} = 2667$ кг/год, $u_{p0} = -0,000365$ м/с, $u_{g0} = 0,039$ м/с, $D_{\text{bed}} = 3,446$ м, $B_p = 9646$ кг/год, $H_{\text{bed}} = 1,1064$ м; варіант 2 (на один газифікатор): $B_{\text{H}_2\text{O}} = 667$ кг/год, $B_{\text{O}_2} = 1795$ кг/год, $B_{\text{N}_2} = 2667$ кг/год, $u_{p0} = -0,000354$ м/с, $u_{g0} = 0,039$ м/с, $D_{\text{bed}} = 3,446$ м, $H_{\text{bed}} = 1,1064$ м; варіант 3 (на один газифікатор): $B_{\text{H}_2\text{O}} = 667$ кг/год, $B_{\text{O}_2} = 1795$ кг/год, $B_{\text{N}_2} = 2667$ кг/год, $u_{p0} = -0,0003$ м/с, $u_{g0} = 0,039$ м/с, $D_{\text{bed}} = 3,446$ м, $B_p = 9646$ кг/год, $H_{\text{bed}} = 1,1064$ м; варіант 4 (на один газифікатор): $B_{\text{H}_2\text{O}} = 1230$ кг/год, $B_{\text{O}_2} = 1659$ кг/год, $B_{\text{N}_2} = 2459$ кг/год, $u_{p0} = -0,000365$ м/с, $u_{g0} = 0,042$ м/с, $D_{\text{bed}} = 3,446$ м, $B_p = 9646$ кг/год, $H_{\text{bed}} = 1,1064$ м. Температура частинок на виході з реактору $t_p(z = H_{\text{bed}}) = 300$ °C.

На рис. 3.2 показано профілі температур фаз для варіанта 1 при швидкості частинок вхідного палива $u_{p0} = -0,000365$ м/с. Видно, що зона максимальних тепловиділень примикає до колосникової решітки. Тут температури газу і частинок різко зростають і досягають максимальних значень $t_{p,\text{max}} = 1114\text{--}1126$ °C і $t_{g,\text{max}} = 799,5\text{--}866$ °C (рис. 3.2). У розглянутому діапазоні температура $t_{p,\text{max}}$ нижче температури початку деформації золи $t_A = 1360$ °C, що дозволяє організувати в реакторі процес газифікації торфу з твердим шлаковидаленням.

Інтервал $0 < \tau < 2200$ с характеризується нестационарним (несталим) процесом термохімічної переробки волинського торфу із змінним в часі розподілом температур фаз і концентрацій газових компонентів. У кисневій зоні $0 < z < 0,00146$ м спостерігається різке зростання залежності $t_p(\tau, z)$ за рахунок превалювання тепловиділення окислювальних гетерогенних реакцій $C + O_2 = CO_2$ і $C + 0,5O_2 = CO$ і догоряння продуктів газифікації CO і H_2 ($CO + 0,5O_2 = CO_2$ і $H_2 + 0,5O_2 = H_2O$) над теплопоглинанням відновних реакцій $C + CO_2 = 2CO$ і $C + H_2O = CO + H_2$, внаслідок чого температура реагуючих частинок на виході із зони досягає максимального значення $t_{p,max} = 1126$ °С (крива 3 на рис. 3.2).

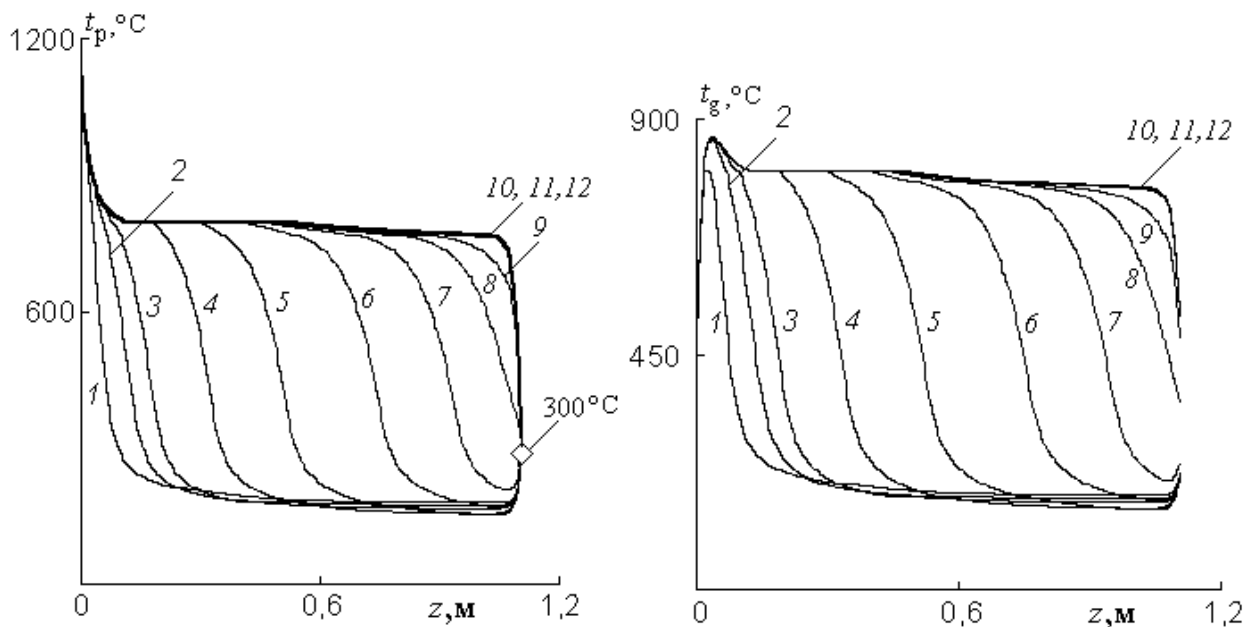


Рис. 3.2. Розподіл температур частинок волинського торфу і газу по висоті нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 1: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2200 с; 9 – 2400 с; 10 – 2800 с; 11 – 3000 с; 12 – 3200 с

Вміст O_2 і H_2O в газі падає з 30 % і 19,6 % до 24,9 % і 16,9 %, відповідно, об'ємні частки газових компонентів CO_2 , CO і H_2 зростають і досягають таких значень: $R_{CO_2} = 0,106$ %, $R_{CO} = 8,33$ % і $R_{H_2} = 1,78$ % (криві 3 на рис. 3.3, 3.4).

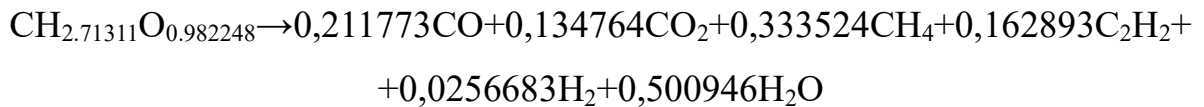
В окисно-відновній області реагування $0,00146 \text{ м} < z < 0,0361$ м вміст кисню $R_{O_2} \rightarrow 1\%$, поглинання тепла відновлювальних гетерогенних реакцій

превалює над виділенням тепла окислювальних реакцій. Величини t_p і R_{H_2O} знижуються до $878\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $1,54\%$, об'ємні частки газових компонентів зростають і досягають значень $R_{CO_2} = 2,1\%$, $R_{CO} = 47,704\%$ і $R_{H_2} = 12,26\%$.

Зона газифікації ($0,0361\text{ м} < z < 0,171\text{ м}$) характеризується відсутністю піролізних газів, зниженням об'ємного вмісту водяної пари, діоксиду вуглецю і температури частинок торфу до $R_{H_2O} = 0,043\%$, $R_{CO_2} = 1,86\%$ і $t_p = 484,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, слабким зростанням значень $R_{CO} = 50,23\%$ и $R_{H_2} = 13,4\%$.

Звідси випливає, що найбільш протяжна зона газифікації з малим ступенем конверсії вуглецю є малоефективною.

У зоні сухої перегонки ($0,171\text{ м} < z < 1,1064\text{ м}$) нагрівання частинок торфу до температури $168\text{--}484,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (крива 3 на рис. 3.2) відбувається за рахунок міжфазного конвективного теплообміну і радіаційно-кондуктивного теплопереносу дисперсної фази. З цієї причини спостерігається інтенсивний вихід летких речовин у вигляді кисневмісної сполуки:



з подальшим його частковим розкладанням на газові компоненти CO , CO_2 , CH_4 , C_2H_2 , H_2 і H_2O , що забезпечує зростання функцій $R_{\text{CH}_4}(\tau, z)$, $R_{\text{C}_2\text{H}_2}(\tau, z)$, $R_{\text{CH}_{2.71311}\text{O}_{0.982248}}(\tau, z)$, $R_{\text{H}_2\text{O}}(\tau, z)$ і $R_{\text{CO}_2}(\tau, z)$ і спадання залежностей $R_{\text{CO}}(\tau, z)$ і $R_{\text{H}_2}(\tau, z)$ у піролізній зоні (криві 3 на рис. 3.3–3.5).

Таку поведінку кривих можна пояснити виходячи з таких міркувань. У зоні сухої перегонки відбувається змішування двох газових потоків: піролізного газу (CO , CO_2 , CH_4 , C_2H_2 , H_2 , H_2O и $\text{CH}_{2.71311}\text{O}_{0.982248}$), у якому кількість CH_4 і H_2O превалює над CO і H_2 (перша реакція (3.2)), і синтетичного газу, що надходить з відновлювальної зони і складається переважно з CO , N_2 , H_2 і малої об'ємної частки R_{CO_2} . Тому при змішуванні

двох газових потоків відбувається зменшення величин R_{CO} і R_{H_2} і зростання значень R_{CH_4} , R_{CO_2} , $R_{\text{H}_2\text{O}}$ і $R_{\text{C}_2\text{H}_2}$.

Інтенсивний вихід летких речовин сприяє зменшенню щільності частинок при незмінному діаметрі і швидкості дисперсної фази (криві 3 на рис. 3.4 і 3.6).

У часовому інтервалі $0 < \tau < 2200$ с на ділянці $0,192 \text{ м} < z < 1,1064 \text{ м}$ функція $\rho_p(\tau, z)$ різко зменшується від значення 1050 кг/м^3 до $556,6 \text{ кг/м}^3$ через вихід летких речовин, в той час як в діапазоні $(0 < z < 0,192 \text{ м})$ густина частинок не змінюється $\rho_p(\tau, z) = 556,6 \text{ кг/м}^3$ (крива 3 на рис. 3.6).

На рис. 3.6 зображений характер розподілу швидкостей частинок торфу по висоті фіксованого шару в залежності від часу для варіанту 1. Із зіставлення рис. 3.4 і 3.6 випливає, що профілі швидкостей дисперсної фази $u_p(\tau, z)$ нагадують дзеркальне відображення кривих $\delta(\tau, z)$. Дійсно, в зоні піролізу значення функцій залишаються незмінними: $u_p(\tau, z) = u_{p0}$ і $\delta(\tau, z) = \delta_0$.

У кисневій, окислювально-відновній зонах і на ділянці газифікації, де протікає інтенсивна конверсія коксозольних частинок зі зміною їх діаметра і швидкості руху через гетерогенні окислювальні і відновні реакції, величини $\delta_0 = 0,009 \text{ м}$ і $u_{p0} = -0,000365 \text{ м/с}$ зменшуються до $\delta_e = 7,24 \text{ мм}$ і $u_{pe} = -0,00019 \text{ м/с}$. У часовому інтервалі $2200 \text{ с} \leq \tau < 3200 \text{ с}$ профілі кожної функції $t_p(\tau, z)$, $t_g(\tau, z)$, $R_{\text{CO}}(\tau, z)$, $R_{\text{CO}_2}(\tau, z)$, $R_{\text{H}_2}(\tau, z)$, $R_{\text{H}_2\text{O}}(\tau, z)$, $\rho_p(\tau, z)$, $\delta(\tau, z)$ і $q_{\text{горюч}}(\tau, z)$ зливаються в одну криву, що свідчить про встановлення стаціонарного стану процесу (криві 8–12 на рис. 3.2–3.4, 3.6). При такій організації робочого процесу запас по температурі шлакування колосникової решітки досить великий і становить $t_A - t_{p,\text{max}} = 234\text{--}246 \text{ }^\circ\text{C}$, а діаметр коксозольних частинок на виході з шару $\delta_e = 7,24 \text{ мм}$ (рис. 3.4) виявляється трохи вищим діаметра золових частинок $\delta_{\text{ash}} = 7,23 \text{ мм}$, що свідчить про невеликий механічний недопал $q_{4,1} = 0,13\text{--}0,3 \text{ \%}$ (рис. 3.6).

В діапазоні $2200 \text{ с} \leq \tau < 3200 \text{ с}$, де немає ділянки сухої перегонки $\rho_p(\tau, z) = 556,6 \text{ кг/м}^3$ (криві 8–12).

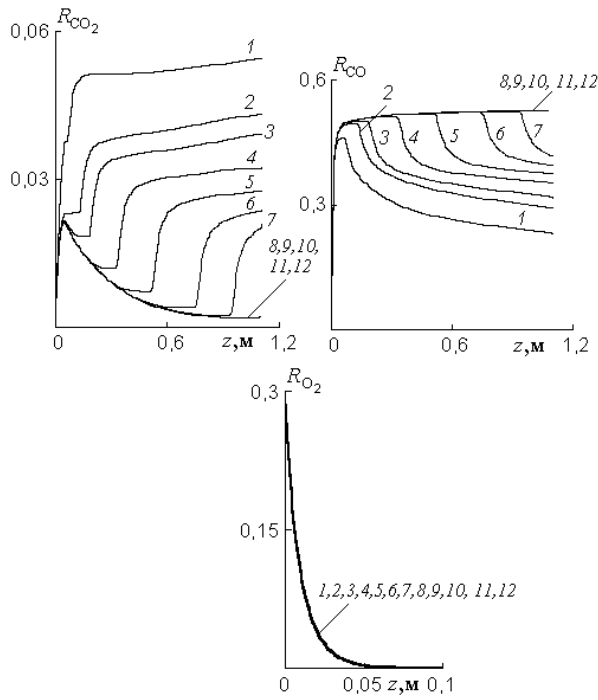


Рис. 3.3. Розподіл об'ємних часток компонентів газу CO_2 , CO і O_2 по висоті нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 1: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2200 с; 9 – 2400 с; 10 – 2800 с; 11 – 3000 с; 12 – 3200 с

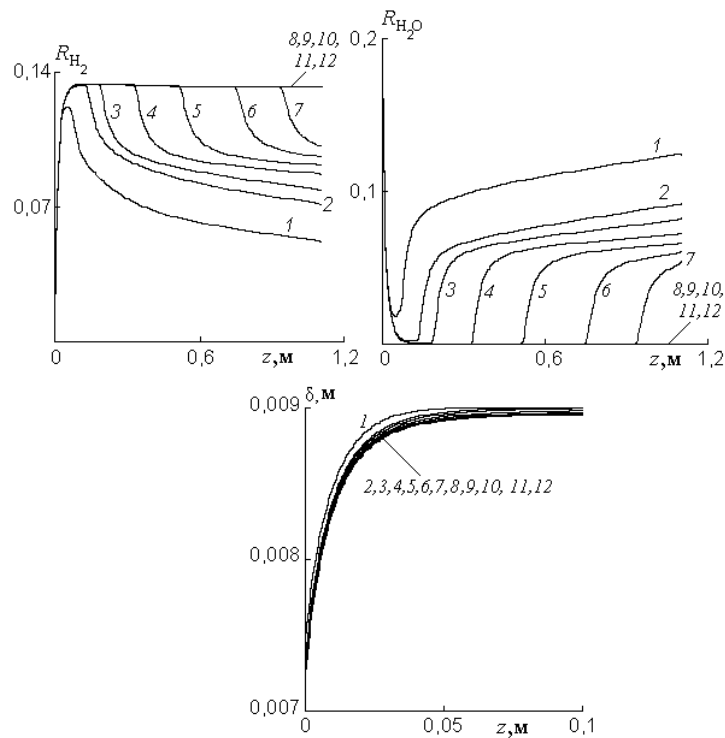


Рис. 3.4. Розподіл діаметра частинок, об'ємних часток компонентів газу H_2 і H_2O по висоті нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 1: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2200 с; 9 – 2400 с; 10 – 2800 с; 11 – 3000 с; 12 – 3200 с

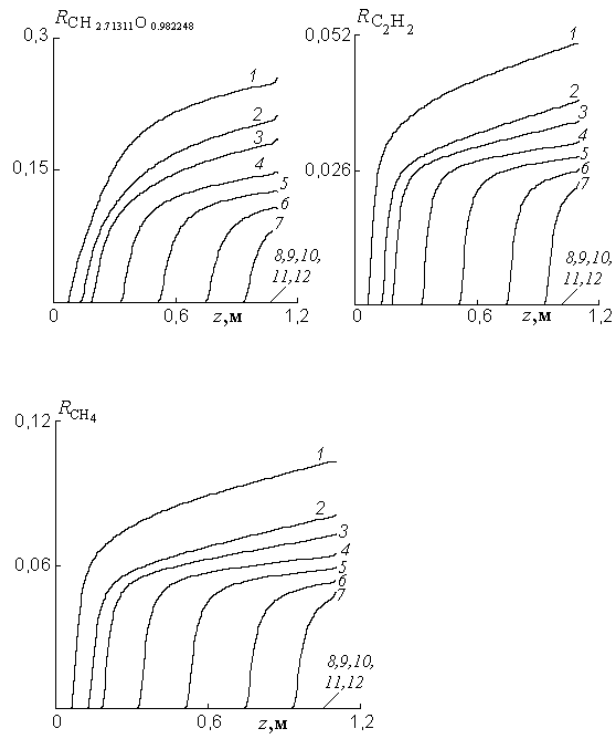


Рис. 3.5. Розподіл об'ємних часток компонентів газу метану, кисневмісної сполуки і ацетилену по висоті нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 1: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2200 с; 9 – 2400 с; 10 – 2800 с; 11 – 3000 с; 12 – 3200 с

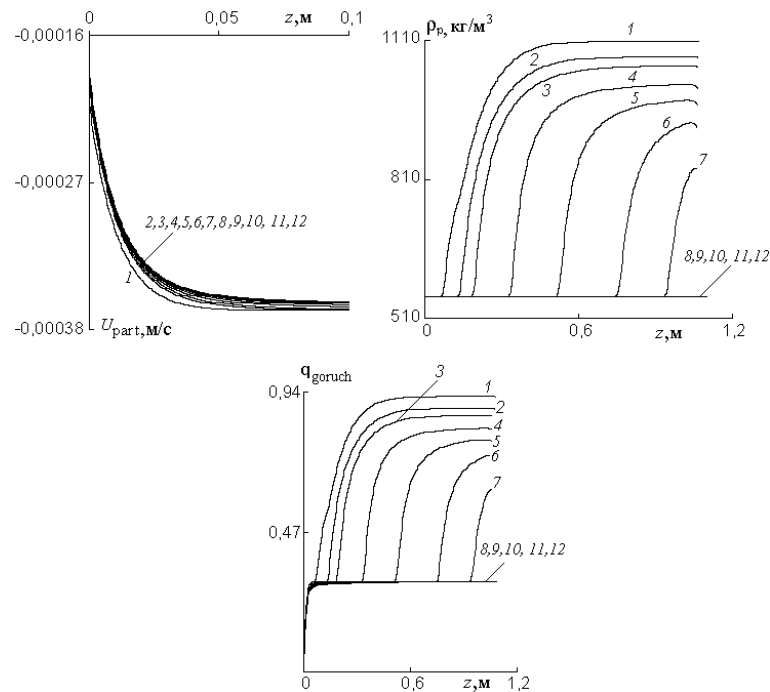


Рис. 3.6. Розподіл швидкостей частинок волинського торфу, їх густини, горючих речовин в дробленому торфі по висоті нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 1: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2200 с; 9 – 2400 с; 10 – 2800 с; 11 – 3000 с; 12 – 3200 с

На виході з реактора отримується такий склад генераторного газу для варіанта 1 (в перерахунку на суху масу): $R_{CO} = 33,474 \%$, $R_{H_2} = 8,26 \%$, $R_{H_2O} = 7,82 \%$, $R_{CO_2} = 3,672 \%$, $R_{CH_4} = 6,94 \%$, $R_{N_2} = 19,81 \%$, $R_{CH_{2,7131}O_{0,982248}} = 16,63 \%$ і $R_{C_2H_2} = 3,39 \%$ при $\tau = 400$ с і $R_{CO} = 52,8 \%$, $R_{H_2} = 13,21 \%$, $R_{N_2} = 33,88 \%$ при $\tau = 3200$ с.

Неочищений синтез-газ в кількості 33005 кг/год, отриманий в стаціонарному режимі ($\tau \geq 2200$ с) термохімічної переробки 28939 кг/год сирого торфу в трьох реакторах, направляється в камеру 17 (рис. 3.1), де відбувається конденсація парів важких вуглеводнів C_2H_2 в кількості $\sum_{i=1}^3 B_{C_2H_2i} = 1754,5$ кг/год і очищення від дисперсних частинок. Очищений від смоли і пилу торф'яний газ змішується з 5469,5 кг/год випареної вологи вихідного торфу 26 і після скидання надлишкового тиску в газовій турбіні 34 надходить в газові пальники 8 (рис. 3.1). Масові частки газових компонентів торф'яного газу на вході в топку можуть бути представлені у вигляді: $H_2O = 0,226$, $H_2 = 0,00723$, $CO = 0,405$, $CO_2 = 0,0674$, $CH_4 = 0,0608$, $H_2S = 0,00472$, $N_2 = 0,229$.

У топці котла ТПП-210А 7 відбувається спільне спалювання 36720 кг/год синтетичного газу (20% по енергії палива) і 48996 кг/год дрібнодисперсного пилу кам'яного вугілля, що подається в основні пальники 5 (рис. 3.1).

3.2. Аналіз результатів числових досліджень газифікації торфу

У пункті 3.1 детально описаний процес газифікації, що базується на побудові двовимірної системи параболічних і гіперболічних рівнянь аеродинаміки, тепломасообміну і хімічного реагування газодисперсного середовища в фіксованому шарі. Модель дозволяє отримати детальну інформацію про геометричні, аеродинамічні, теплові і фізико-хімічні параметри газифікації в нерухомому шарі. За допомогою розробленої моделі

чисельно досліджено процес термохімічної переробки частинок торфу в пароповітряної суміші, збагаченій киснем, в нерухомому шарі під тиском 1,5 МПа для варіанту 1.

3.2.1. Дослідження процесу газифікації торфу в пароповітряній суміші, збагаченої киснем, в фіксованому шарі (варіанти 2–4).

Розглянемо вплив швидкості руху частинок торфу на характер розподілу температур фаз і концентрацій газових компонентів, стійкість (стабілізацію) і стаціонарність процесу термохімічної переробки торфу.

При зменшенні швидкості руху частинок торфу з $u_{p0} = -0,000365$ м/с (варіант 1) до $u_{p0} = -0,000354$ м/с в часовому інтервалі $\tau = 600-1900$ с між решіткою і зоною максимальних тепловиділень формується захисний шар, який складається з охолоджених інертних золових частинок з температурою $t_{\text{ash}} = 306-463$ °С, висота якого зростає з плином часу від 3 мм до 632 мм (криві 4 і 7 на рис. 3.7 а).

З рис. 3.7 випливає, що у варіанті 2 робочий процес є нестационарним (на відміну від варіанту 1, (п.3. [104]), про що також свідчить розподіл об'ємних часток компонентів газу по висоті нерухомого шару (рис. 3.8, 3.9 а, б). Стійкості (стабілізації) і стаціонарності процесу термохімічної переробки торфу можна досягти за рахунок зниження швидкості руху частинок торфу з $u_{p0} = -0,000354$ м/с до $u_{p0} = -0,0003$ м/с (варіант 3). У цьому випадку вдається досягти стійкості і стаціонарності процесу, що видно на рис. 3.10-3.12 (криві 6–8) на ділянці часу $1500 \text{ с} \leq \tau$.

На виході з реактора отримаємо такий склад генераторного газу для варіанту 3 (в перерахунку на суху масу): $R_{\text{CO}} = 44,01$ %, $R_{\text{H}_2} = 11,01$ %, $R_{\text{H}_2\text{O}} = 3,06$ %, $R_{\text{CO}_2} = 2,84$ %, $R_{\text{O}_2} = 1,83$ %, $R_{\text{N}_2} = 37,24$ % при $\tau = 2000$ с (тут R – об'ємна частка компонента газової суміші). В цьому випадку шлакова подушка займає більшу частину висоти реактора – 1,0725 м, а реакційна зона всього лише – 33,9 мм. Тому на виході з реактора в газовій суміші присутні

невеликі кількості $R_{\text{H}_2\text{O}} = 2,84 \%$ і $R_{\text{O}_2} = 1,83 \%$, що говорить про недостатню висоту активної зони. Механічний недопал в третьому варіанті $q_{4,3} = 0$ (рис. 3,13 с).

Таким чином, варіант 1 (пункт 3.1) є кращим, ніж третій. Розглянемо робочий процес, де масова частка водяної пари була збільшена з 13 % (варіант 1 [102]) до 23 % (варіант 4). Подібно до першого варіанта, зона максимальних тепловиділень у варіанті 4 прилягає до колосникової решітки, однак $t_{\text{p,max1}} = 1114\text{--}1126 \text{ }^\circ\text{C} > t_{\text{p,max4}} = 922 \text{ }^\circ\text{C}$ (порівняти рис. 2а [102] і 8а; тут $t_{\text{p,max1}}$, $t_{\text{p,max4}}$ – максимальна температура для варіантів 1 і 4).

Склад синтетичного газу на виході з реактора для варіанта 4 (в перерахунку на суху масу): $R_{\text{CO}} = 29,55 \%$, $R_{\text{H}_2} = 14,23 \%$, $R_{\text{H}_2\text{O}} = 7,922 \%$, $R_{\text{CO}_2} = 6,79 \%$, $R_{\text{CH}_4} = 6,275 \%$, $R_{\text{N}_2} = 17,73 \%$, $R_{\text{CH}_{1,19}\text{O}_{0,4083}} = 14,43 \%$ і $R_{\text{C}_2\text{H}_2} = 3,063 \%$ при $\tau = 600 \text{ с}$ і $R_{\text{CO}} = 41,73 \%$, $R_{\text{H}_2} = 22,65 \%$, $R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,571 \%$, $R_{\text{CO}_2} = 6,86 \%$, $R_{\text{N}_2} = 28,2 \%$ при $\tau = 3200 \text{ с}$.

У четвертому варіанті при стаціонарному процесі газифікації 28939 кг/год сирого торфу в трьох реакторах утворюється 33794,5 кг/год неочищеного синтетичного газу, який спрямовується в очисну камеру 17, де відбувається конденсація парів важких вуглеводнів C_2H_2 в кількості 1753 кг/год і очищення від дискретної фази, після чого торф'яний газ змішується з 5469,5 кг/год випареної вологи вхідного палива 26 і після скидання надлишкового тиску в газовій турбіні 34 надходить в газові пальники 8 (рис. 1 п. 3.1.). Масові частки компонентів торф'яного синтез-газу на вході в топку становлять: $\text{H}_2\text{O} = 0,222$, $\text{H}_2 = 0,0124$, $\text{CO} = 0,3556$, $\text{CO}_2 = 0,1396$, $\text{CH}_4 = 0,059$, $\text{H}_2\text{S} = 0,0046$, $\text{N}_2 = 0,2072$.

У часових інтервалах $2200 \text{ с} < \tau < 3200 \text{ с}$ (варіант 1 [102]) і $2400 \text{ с} < \tau < 3200 \text{ с}$ (варіант 4), де процес газифікації волинського торфу є стаціонарним, об'ємні частки горючої частини генераторного газу (в перерахунку на суху масу) становлять: у варіанті 1 – $\text{CO} + \text{H}_2 = 66,01 \%$, у варіанті 4 – $64,38 \%$,

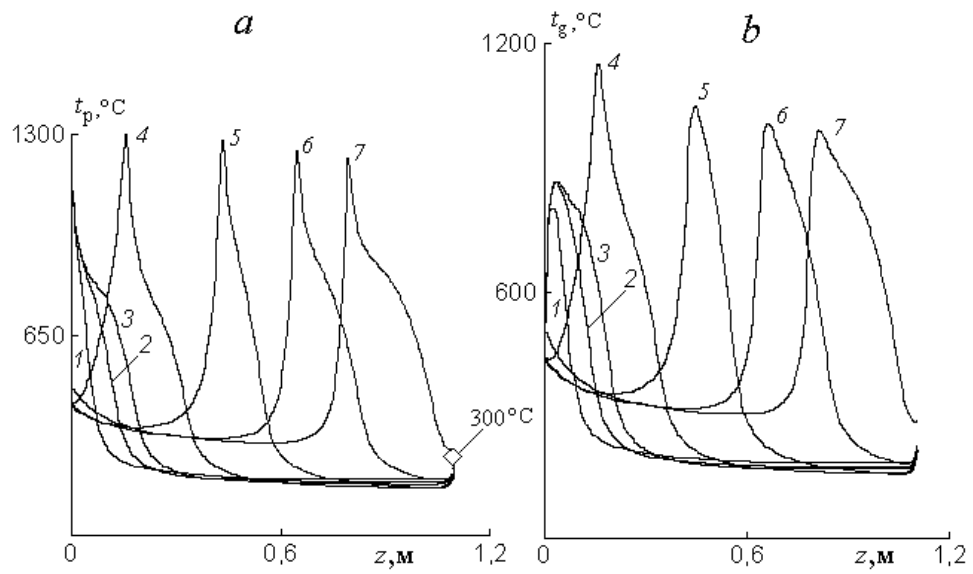


Рис. 3.7. Розподіл температур частинок волинського торфу (а) і газу (б) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 2: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с

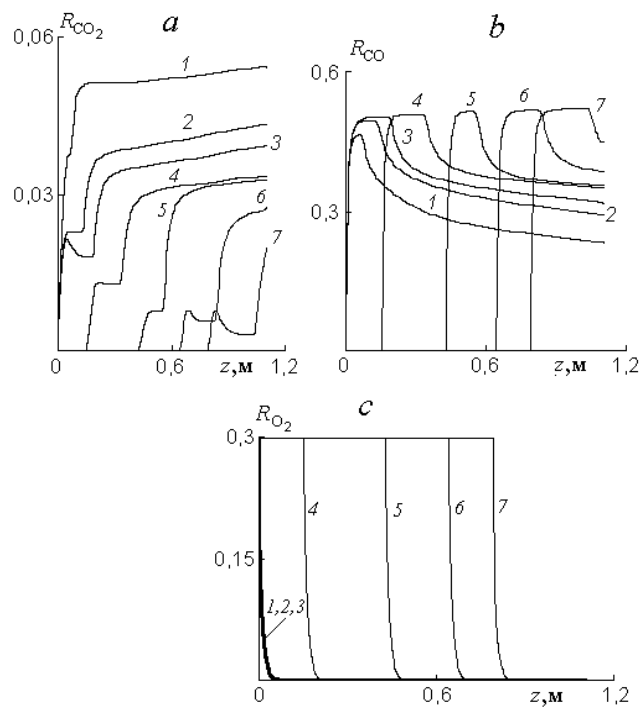


Рис. 3.8. Розподіл об'ємних часток компонентів газу CO_2 (а), CO (б) і O_2 (с) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 2: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с

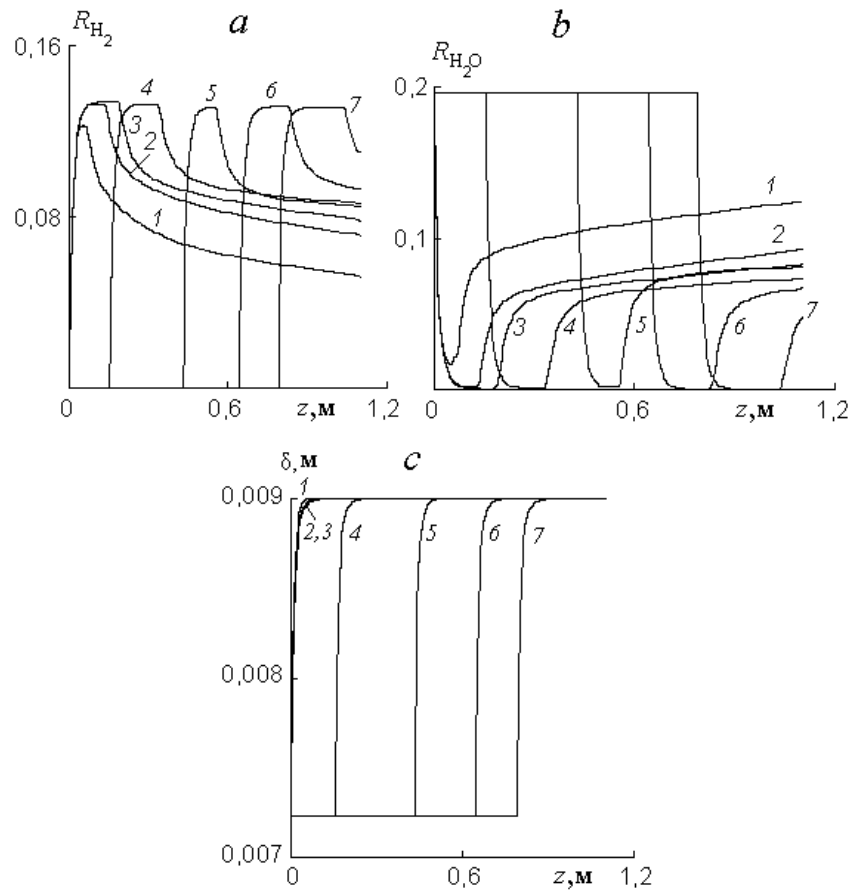


Рис. 3.9. Розподіл об'ємних часток компонентів газу H_2 (*a*) і H_2O (*b*), діаметру частинок (*c*) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 2: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с

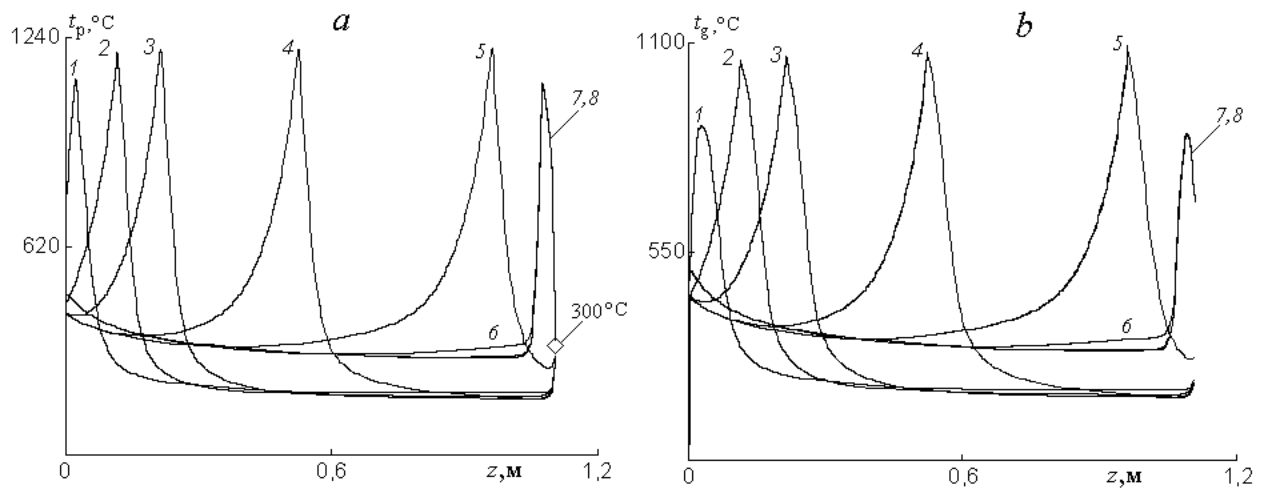


Рис. 3.10. Розподіл температур частинок волинського торфу (*a*) і газу (*b*) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 3: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2000 с

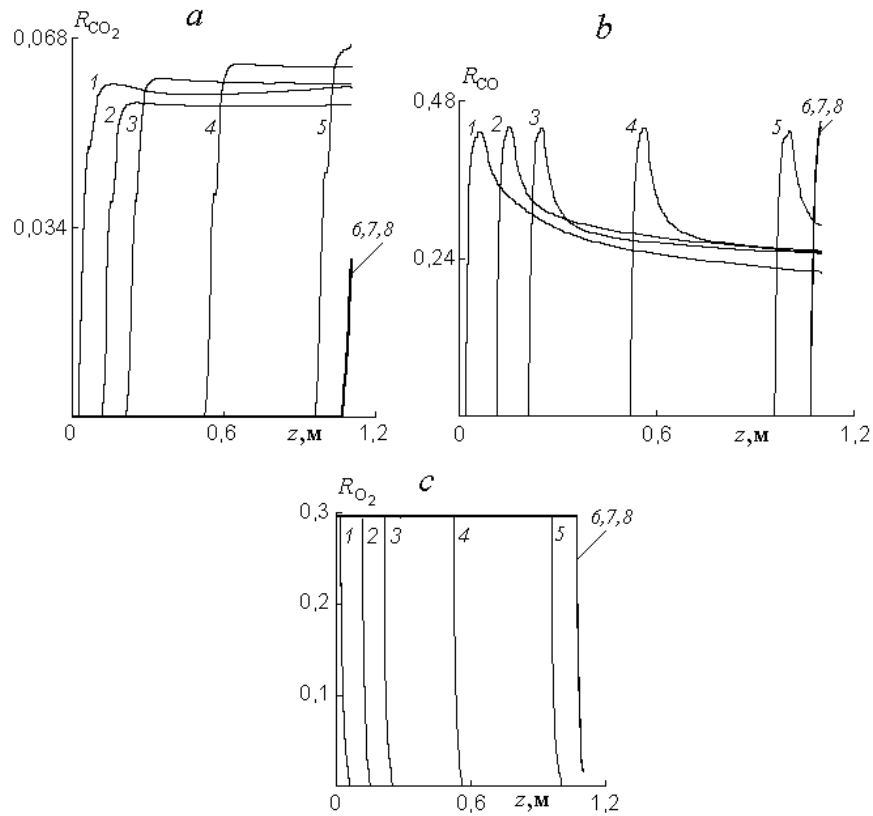


Рис. 3.11. Розподіл об'ємних часток компонентів газу CO_2 (a), CO (b) і O_2 (c) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 3: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2000 с

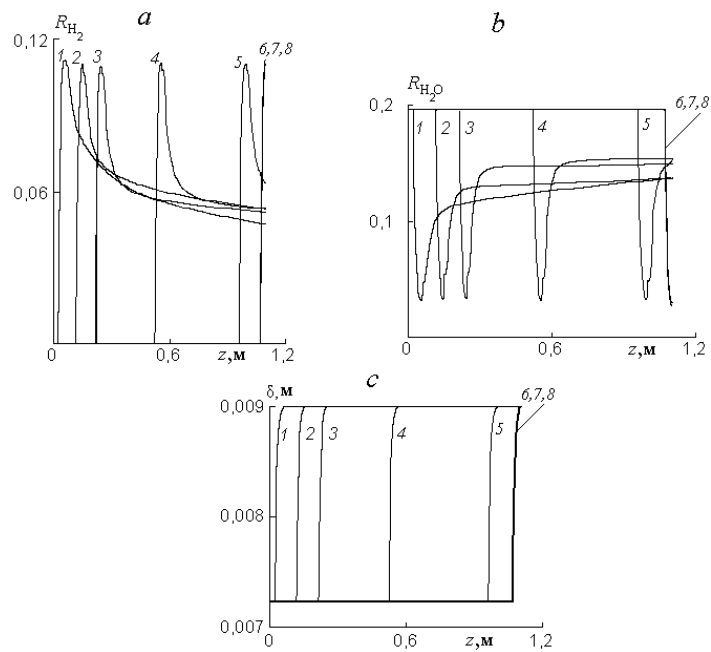


Рис. 3.12. Розподіл об'ємних часток компонентів газу H_2 (a) і H_2O (b), діаметру частинок (c) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 3: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2000 с

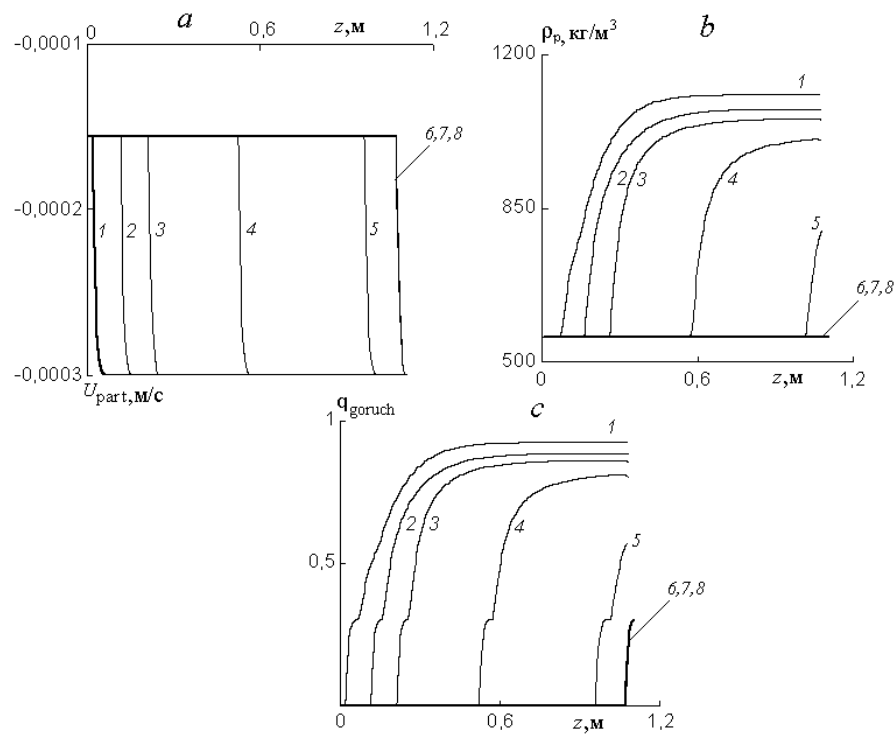


Рис. 3.13. Розподіл швидкостей руху частинок волинського торфу (*a*), їх густини (*b*) та горючих речовин (*c*) у дробленому торфі по висоті нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 3: 1 – 100 с; 2 – 200 с; 3 – 300 с; 4 – 600 с; 5 – 1000 с; 6 – 1500 с; 7 – 1900 с; 8 – 2000 с

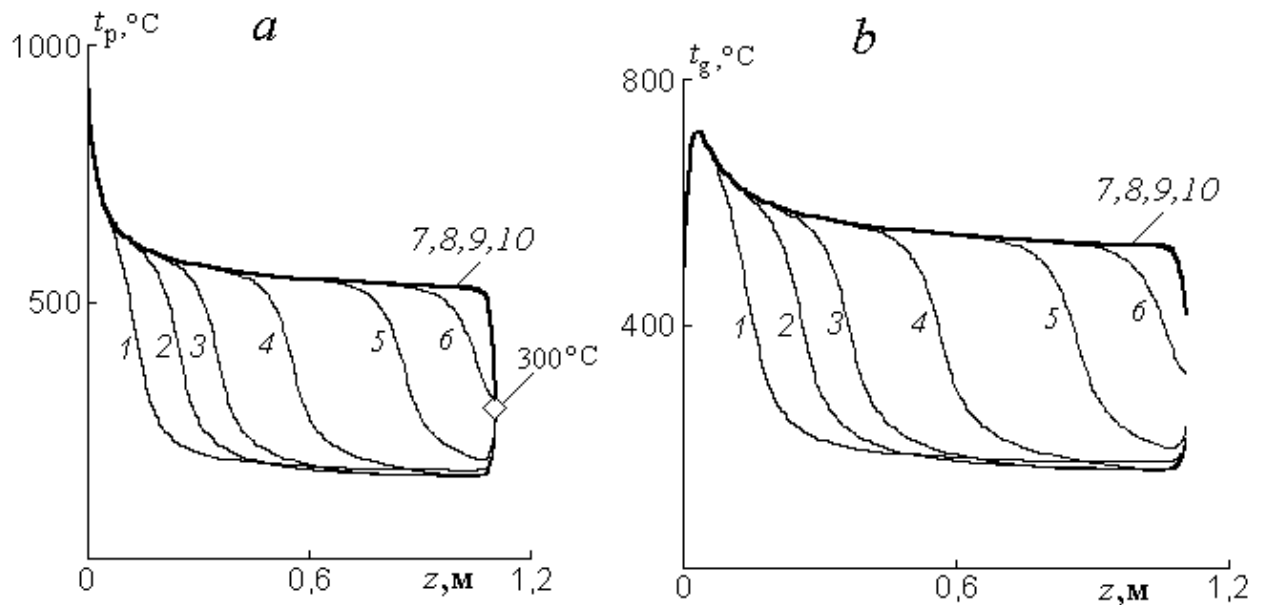


Рис. 3.14. Розподіл температур частинок волинського торфу (*a*) і газу (*b*) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 4: 1 – 200 с; 2 – 400 с; 3 – 600 с; 4 – 1000 с; 5 – 1600 с; 6 – 2000 с; 7 – 2400 с; 8 – 2800 с; 9 – 3000 с; 10 – 3200 с

в той час як вміст CO і H₂ у варіанті 1 на 26,5 % вище і на 71,46 % нижче, відповідно, ніж у варіанті (порівняти рис. 3 б, 4 а і 9 б, 10 а). Через те, що калорійність оксиду вуглецю вище калорійності водню, теплота згоряння синтез-газу газу в першому варіанті виявляється більшою, ніж в четвертому.

В області, близькій до верхньої межі фіксованого шару $H_{bed} = 1.1064$ м при стаціонарних робочих процесах у варіантах 1 і 4 відбуваються скачки температур частинок торфу з 300 °С до 528 °С (варіант 4) і з 300 °С до 772 °С (варіанти 1) (криві 10–12 на рис. 3.2 а; криві 7–10 на рис. 3.14а).

Високий рівень температур газу в зазначеній області досягається за рахунок виносу зони сушки з газогенератора (22 на рис. 3.1), внаслідок чого різко зростає швидкість термічного розкладання кисневмісної сполуки [107]

$$r_{CH_{1.193}O_{0.4083} \rightarrow} = 4.26 \cdot 10^6 \exp[-70 \cdot 10^3 / (L_g T_g)] C_{CH_{1.193}O_{0.4083}} \quad (3.23)$$

де L_g – універсальна газова константа, кДж/(кмоль·К); T_g – температура газу, К; $C_{CH_{1.193}O_{0.4083}}$ – концентрація кисневмісної сполуки в газовій фазі, кмоль/м³.

Тому значення швидкостей виходу летючих речовин і їх термічного розкладання близькі, завдяки чому величина $R_{CH_{1.193}O_{0.4083}} \rightarrow 0$ (перший і останній члени правої частини рівняння (3.17)). Однак градієнти швидкостей прогріву торф'яних гранул у варіантах 1 і 4 в одному і тому ж часовому інтервалі істотно різняться. У першому варіанті швидкість прогрівання дисперсної фази в 2,1 рази вище, ніж у четвертому. Високошвидкісний прогрів дисперсної фази в варіанті 1 нагадує процес високошвидкісного бертинування, при якому смола практично не виділяється, а отриманий таким чином піролізний газ містить CO₂, H₂O, H₂ і CO [118–126].

З аналізу результатів розрахунку випливає, що в обох варіантах нижня межа зони сухий перегонки з плином часу в інтервалах $\tau < 2200$ с (варіант 1) і $\tau < 2400$ с (варіант 4), де процес газифікації волинського торфу є нестаціонарним, зміщується вгору по осі z за рахунок виходу летких речовин з первинної засипки торф'яних гранул.

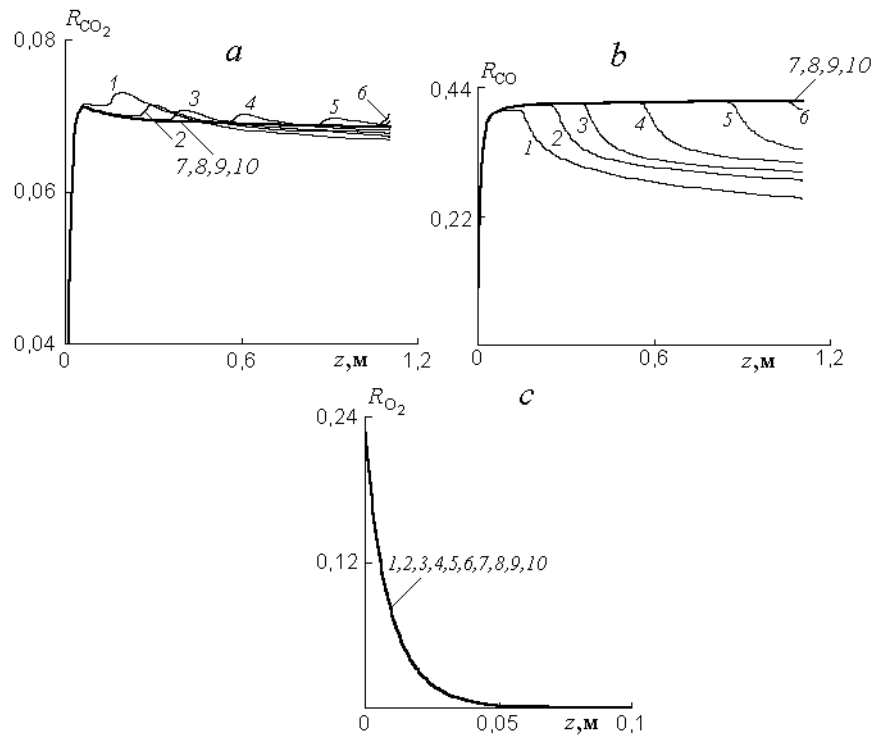


Рис. 3.15. Розподіл об'ємних часток компонентів газу CO_2 (a), CO (b) і O_2 (c) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 4: 1 – 200 с; 2 – 400 с; 3 – 600 с; 4 – 1000 с; 5 – 1600 с; 6 – 2000 с; 7 – 2400 с; 8 – 2800 с; 9 – 3000 с; 10 – 3200 с

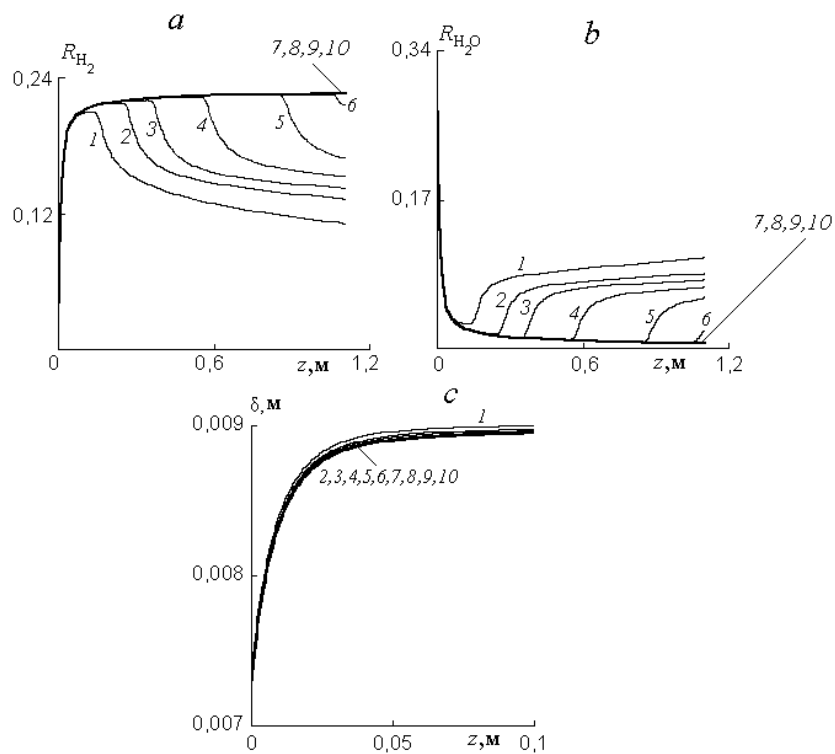


Рис. 3.16. Розподіл об'ємних часток компонентів газу H_2 (a) і H_2O (b), діаметра частинок волинського торфу (c) за висотою нерухомого шару в залежності від часу для варіанта 4: 1 – 200 с; 2 – 400 с; 3 – 600 с; 4 – 1000 с; 5 – 1600 с; 6 – 2000 с; 7 – 2400 с; 8 – 2800 с; 9 – 3000 с; 10 – 3200 с

Це чітко видно на рис. 3.9b, 3.10 a,b. У момент часу $\tau = 400$ с висота зони сухий перегонки $\Delta z = 836$ мм, при $\tau = 1600$ с – $\Delta z = 238$ мм. У зоні піролізу відбувається зростання кривих $R_{\text{H}_2\text{O}}(\tau, z)$ (криві 1–6 на рис. 10 b), $R_{\text{CH}_4}(\tau, z)$, $R_{\text{C}_2\text{H}_2}(\tau, z)$ за рахунок розпаду кисневмісного з'єднання $\text{C}_{1.193}\text{O}_{0.4083}$, і спадання залежностей $R_{\text{CO}}(\tau, z)$ і $R_{\text{H}_2}(\tau, z)$ (криві 1–6 на рис. 3.15b, 3.16a). Характер розподілення кривих газових компонент CO , H_2 і H_2O в зоні піролізу можна пояснити виходячи з наступного. У зазначеній області спостерігається змішання летких речовин, де значення концентрацій компонент піролізного газу CH_4 і H_2O значно перевищують величини CO і H_2 (перша реакція (2) [2]), і генераторного газу, що надходить із зони газифікації, з високим вмістом CO , N_2 і H_2 . Тому при перемішуванні зазначених потоків газу відбувається зменшення величин R_{CO} і R_{H_2} і зростання значень R_{CH_4} , R_{CO_2} , $R_{\text{H}_2\text{O}}$ і $R_{\text{C}_2\text{H}_2}$. Значне звуження висоти зони сухої перегонки при сталому стаціонарному робочому процесу сприяє суттєвому скороченню часу перебування торфу і газу у зоні піролізу. При такому великому стрибку температури (варіант 1) і істотному звуженні зони сухої перегонки повільні реакції типу карбонізації (розкладання $\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5$ на C і H_2O) не відбуваються.

З використанням моделі [102] можна регулювати висоту зони сухої перегонки шляхом зміни співвідношення двох швидкостей: швидкості частинок і хімічного реагування за рахунок зміни частки збагачення повітря киснем і водяною парою. Це впливає з рівняння (3.9). Така гнучка організація робочого процесу дозволяє регулювати температуру фаз на виході з газогенератора, а значить регулювати процес термолізу. Це є одним з головних практичних застосувань використання даної моделі.

У варіанті 4 інтенсивний вихід летких речовин при незмінному діаметрі і швидкості руху торф'яних частинок сприяє зменшенню щільності частинок з 1176 до 556,5 кг/м³. У окисній та відновній зонах, де конверсія вуглецю досягає максимальних величин, відбувається різке зменшення діаметра

торф'яних гранул з 9 мм до 7,3 мм (рис. 3.16 с) і швидкості їх руху з $-0,000365$ м/с до $-0,00019$ м/с через великі значення швидкостей гетерогенних хімічних реакцій $C+O_2=CO_2$, $C+0,5O_2=CO$, $C+CO_2=2CO$ и $C+H_2O=CO+H_2$, обумовлених високими температурами дисперсної фази (рис. 8 а) . При цьому механічний недопал на виході з газогенератора становить 0,6%.

Наведемо деякі результати розрахунків процесу термохімічної переробки 43295 кг/год сирого волинського торфу в трьох реакторах з нерухомим шаром під тиском 1,5 МПа. При цьому в кожен газогенератор під колосникову решітку діаметром 4,215 м необхідно подати пароповітряну суміш, збагачену киснем, з таким складом: $B_{H_2O} = 997,5$ кг/год, $B_{O_2} = 2686$ кг/год, $B_{N_2} = 3990$ кг/год (тут B_{H_2O} , B_{O_2} , B_{N_2} – витрати водяної пари, окисника і азоту). Після очищення в камері 17 від важких вуглеводнів C_2H_2 і дрібних торф'яних частинок, синтез-газ 6, який вийшов з газифікаторів, змішується з випареною вологою вихідного торфу 26 і після скидання надлишкового тиску в газовій турбіні 34 надходить в газові пальники 8 (рис. 3.1).

Раніше були описані варіанти розрахунків, коли очищений від смоли і пилу торф'яної газ змішується з випареною вологою вихідного торфу 26 і після турбіні 34 надходить в газові пальники 8 (рис. 3.1). Як зазначалося в пункті 3.1, недоліками такого підходу є знижена теплота згоряння синтез-газу через присутність в ньому водяної пари і можлива конденсація H_2O в газовій турбіні, що тягне за собою ерозію її лопаток. Для усунення цих недоліків необхідно зробити скидання випареної вологи 26 і відпрацьованого сушильного агента 38 за котел по трубопроводу 32 (рис. 3.1). В цьому випадку в очисній камері 17 проводиться очищення сирого торф'яного газу від смоли, пилу і H_2O . Після проходження через газову турбіну 43258 кг/год (30% по енергії палива) сухого очищеного торф'яного газу вводиться в газові пальники 8 котла ТПП-210А 7 (рис. 3.1) для спільного спалювання з 42886,8 кг/год пилу газового вугілля. Масові частки компонентів цього газу на вході в

топку становлять: $H_2 = 0,00934$, $CO = 0,523$, $CO_2 = 0,087$, $CH_4 = 0,0785$, $H_2S = 0,0061$, $N_2 = 0,2956$.

Таблиця 3.1 Об'ємні частки компонентів генераторного газу на виході з реактора в перерахунку на суху масу.

Час, с	$CH_{2,71311}$ $O_{0,982248}$, %	H_2 %	CO_2 %	CO %	CH_4 %	C_2H_2 %	H_2O %	N_2 %
Варіант 1								
400	16,63	8,26	3,672	33,477	6,94	3,37	7,29	19,81
3200	-	13,21	-	52,8	-	-	-	33,88
Варіант 4								
600	14,43	14,23	6,79	29,55	6,275	3,063	7,922	17,73
3200	-	22,65	6,86	41,73	-	-	0,571	28,2

3.3. Висновки до розділу 3.

1. Побудовано двовимірну систему параболічних і гіперболічних рівнянь, що описує аеродинаміку, тепломасообмін і хімічне реагування газодисперсного середовища в фіксованому шарі. Головна відмінність від існуючих моделей – урахування швидкості руху частинок, її зміни в окислювальній і відновній зонах через зменшення діаметра дисперсної фази за рахунок протікання гетерогенних реакцій.
2. Розроблена модель дозволяє отримати детальну інформацію про конструктивні характеристики газогенератора в фіксованому шарі, рух, тепломасообмін і хімічне реагування газодисперсного середовища в пароповітряній суміші, збагаченій киснем під тиском. Ця інформація може бути використана при конструюванні газогенераторів, а також в реалізації запропонованої в даній роботі технології спільного спалювання в камерній топці котла ТПП-210А полідисперсного ансамблю пилоподібних частинок газового вугілля і очищеного від смоли і пилу торф'яного синтез-газу.

За допомогою побудованої моделі [2] можна регулювати висоту піролізної зони шляхом зміни співвідношення двох швидкостей: швидкості руху торф'яних частинок і хімічного реагування за рахунок зміни частки

збагачення повітря O_2 і H_2O . Така гнучка організація робочого процесу дозволяє регулювати температуру фаз на виході з газогенератора, отже регулювати процес термолізу. Це є одним з головних практичних застосувань використання даної моделі.

4. За допомогою побудованої моделі чисельно досліджено процес термохімічної переробки 28939 кг/год сирого торфу в трьох реакторах з фіксованим шаром під тиском 1,5 МПа (варіант 1). Отримано такі результати:

- а) склад генераторного газу на виході з реакторів: $R_{CO} = 33,474 \%$, $R_{H_2} = 8,26 \%$, $R_{H_2O} = 7,82 \%$, $R_{CO_2} = 3,672 \%$, $R_{CH_4} = 6,94 \%$, $R_{N_2} = 19,81 \%$, $R_{CH_{2,7131}O_{0,982248}} = 16,63 \%$ і $R_{C_2H_2} = 3,39 \%$ при $\tau = 400$ с і $R_{CO} = 52,8 \%$, $R_{H_2} = 13,21 \%$, $R_{N_2} = 33,88 \%$ при $\tau = 3200$ с. Неочищений синтез-газ витратою 33005 кг/год, отриманий при стаціонарному процесі газифікації частинок торфу ($\tau \geq 2200$ с) після очищення від смоли та пилу, змішується з 5469,5 кг/год вологи вхідного палива і після скидання надлишкового тиску в газовій турбіні надходить на вхід в газові пальники топки котла ТПП-210А. Масові частки компонентів цього газу: $H_2O = 0,226$, $H_2 = 0,00723$, $CO = 0,405$, $CO_2 = 0,0674$, $CH_4 = 0,0608$, $H_2S = 0,00472$, $N_2 = 0,229$. Це є початковою умовою для спільного спалювання 36,7 т/год синтез-газу (20% по енергії палива) і 49,0 т/год пилу вугілля;
- б) у варіанті 1, де зона максимальних тепловиділень примикає до колосникової решітки, у часовому інтервалі $2200 \text{ с} < \tau < 3200 \text{ с}$ формується стійкий (стабілізований) стаціонарний процес термохімічної переробки торфу з $q_{4,1} = 0,13\text{--}0,3 \%$;
- с) характер розподілу швидкостей дисперсної фази нагадує дзеркальне відображення залежності профілю діаметра частинок. Різке зменшення діаметра і швидкості руху коксозольних частинок спостерігається в кисневій, окислювально-відновній зонах і на ділянці газифікації, де протікає інтенсивна конверсія коксозольних частинок через гетерогенні хімічні реакції.

6. Проведені числові дослідження процесу термохімічної переробки торфу в трьох реакторах з нерухомим шаром під тиском 1,5 МПа (варіанти 2-4).

Отримано такі результати:

- а) у варіанті 4 в інтервалі $2400 \text{ с} < \tau < 3200 \text{ с}$ зона максимальних тепловиділень примикає до колосникової решітки, формуючи стійкий (стабілізований) стаціонарний процес термохімічної переробки торфу з механічним недопалом $q_4 = 0,6 \%$;
- б) при зниженні швидкості руху частинок торфу від $-0,000365 \text{ м/с}$ до $-0,0003 \text{ м/с}$ (варіант 3) на ділянці $1500 \text{ с} \leq \tau$ вдається досягти стійкості і стаціонарності процесу газифікації з механічним недопалом $q_4 = 0$. Тут найбільшу частину висоти реактора займає шлакова подушка висотою $1,0725 \text{ м}$, а реакційна зона складає всього лише $33,9 \text{ мм}$. Тому на виході з реактора в газовій суміші присутня невелика кількість $R_{\text{H}_2\text{O}} = 3,06 \%$ и $R_{\text{O}_2} = 1,83 \%$, що свідчить про недостатню висоту активної зони. Таким чином, варіант 1 [2] є кращим, ніж варіант 3;
- с) При масовому вмісті H_2O в пароповітряній суміші 13% (варіант 1) і 23% (варіант 4) на ділянках, де процес термохімічної переробки твердого палива є стаціонарним, горючі частини генераторного газу (в перерахунку на суху масу) складають: в варіанті 1 – $\text{CO} + \text{H}_2 = 66,01 \%$, в четвертому – $64,38\%$, в той час як вміст CO і H_2 в варіанті 1 на $26,5 \%$ вище і на $71,46 \%$ нижче, відповідно, ніж у варіанті 4. Оскільки калорійність оксиду вуглецю вище калорійності водню, теплотворна здатність генераторного газу в першому варіанті виявляється більшою, ніж у варіанті 4;
- д) у варіанті 4 після газифікації в стаціонарному режимі ($\tau > 2400 \text{ с}$) 28939 кг/год сирого торфу в трьох газогенераторах утворюється $33794,5 \text{ кг/год}$ неочищеного синтетичного газу, який після очищення від смоли та пилу змішується з $5469,5 \text{ кг/год}$ випареної вологи вихідного торфу 26 і після скидання надлишкового тиску в турбіні 34 направляється в кількості

37511 кг/год в газові пальники топки котла ТПП-210А. Масові частки компонентів цього газу на вході в топку складають: $\text{H}_2\text{O} = 0,222$, $\text{H}_2 = 0,0124$, $\text{CO} = 0,3556$, $\text{CO}_2 = 0,1396$, $\text{CH}_4 = 0,059$, $\text{H}_2\text{S} = 0,0046$, $\text{N}_2 = 0,2072$. Це є початковою умовою для режиму спільного спалювання 37511 кг/год синтетичного газу (20 % за енергією палива) і 47963 кг/год пилу газового вугілля, який буде детально описаний в третій частині цієї роботи;

- е) проведено числові дослідження процесу газифікації 43295 кг/год сирого волинського торфу в трьох реакторах з нерухомим шаром під тиском 1,5 МПа. На виході з трьох газогенераторів після очищення від важких вуглеводнів C_2H_2 і дискретної фази синтетичний газ змішується з випареною вологою вхідного торфу і надходить в кількості 54936 кг/год (30 % за енергією палива) в газові пальники котла ТПП-210А. Це є початкова умова для режиму спільного спалювання 54936 кг/год торф'яного газу і 42876 кг/год пилу кам'яного вугілля, що подається в вихрові пальники топкової камери. Масові частки компонентів торф'яного газу на вході в топку такі ж, як і в варіанті 1 [2];

Недоліками підходу, описаного в пунктах г) і д) є знижена теплота згоряння торф'яного генераторного газу через присутність в ньому водяної пари і можливість конденсації H_2O в газовій турбіні, що тягне за собою ерозію її лопаток. Для усунення цих недоліків пропонується не змішувати випарену вологу палива і відпрацьований сушильний агент з торф'яним газом. Крім того, в очисній камері необхідно сконденсувати піролізну вологу сирого генераторного газу і подати 43258 кг/год (30 % за енергією палива) сухого торф'яного газу послідовно в турбіну, а потім в газові пальники котла ТПП-210А для спільного спалювання з 42886,8 кг/год пилу газового вугілля. Масові частки компонентів цього газу на вході в топку становлять: $\text{H}_2 = 0,00934$, $\text{CO} = 0,523$, $\text{CO}_2 = 0,087$, $\text{CH}_4 = 0,0785$, $\text{H}_2\text{S} = 0,0061$, $\text{N}_2 = 0,2956$.

РОЗДІЛ 4. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КОТЛІВ КИПЛЯЧОГО ШАРУ

4.1 Актуальність технологій спалювання палива в киплячому шарі

В останні роки суттєво зросла вартість природного газу, а потужності вуглебагачувальних підприємств скоротилися, тому в котлоагрегатах вимушені спалювати рядове високозольне вугілля з додаванням високореакційного палива. Крім того, екологічні та економічні показники такого спалювання є низькими. Тому актуальним є використання більш ефективних технологій використання твердого палива, одна з яких – спалювання в киплячому шарі (КШ).

Широке впровадження цього методу спалювання в енергетику обумовлено такими перевагами [127, 128]:

- 1) порівняно невисокий рівень температур у КШ (850–950 °С) сприяє зниженню викидів оксидів азоту;
- 2) інтенсивне перемішування твердої фази сприяє вирівнюванню температур та концентрацій в об'ємі КШ, завдяки чому усувається небезпека локального перегріву частинок;
- 3) високі коефіцієнти тепловіддачі від КШ до поверхонь нагрівання дозволяють зменшити поверхні теплообміну та робочий об'єм КШ, здійснювати спалювання при високих теплових навантаженнях, знизити металоємність;
- 4) більший час перебування коксозольних частинок у реакційній зоні порівняно з пиловугільними котлами сприяє зниженню механічного недопалу та дає можливість спалювання в одному апараті палив різної якості.

Технологія киплячого шару може бути використана для спалювання біомаси, коли в киплячому шарі має місце газифікація палива, а догорання

продуктів газифікації відбувається в факелі [129].

Для конструювання та розрахунку пиловугільних котлів [130] широко використовується нормативний метод теплового розрахунку [97], який не застосовується для топок киплячого шару шаром, виходячи з наступного:

1. Основну роль фізичному механізмі перенесення теплообміну в топках пиловугільних котлів грає радіаційний випромінюванням. Саме умовами перенесення енергії випромінювання визначаються теплосприйняття екранних поверхонь нагріву та температура газів на виході з топки, що повною мірою відображено у нормативному методі. При цьому конвективна складова теплообміну в розрахунках не враховується, оскільки її незначний внесок.
2. При розрахунку топок киплячого шару необхідно враховувати три види теплообміну: променистий, конвективний та кондуктивний. У цьому радіаційний теплообмін становить $\sim 30\%$ від сумарного теплообміну. Основне місце займає кондуктивний теплообмін, фізична сутність якого полягає в наступному: бульбашки, що піднімаються вгору, періодично відкидають частинки від поверхні, на їх місце потрапляють гарячі частинки з ядра шару, і це різко збільшує коефіцієнт тепловіддачі від шару до теплообмінної поверхні. У перший момент часу після підходу гарячих частинок до стінки інтенсивність тепловіддачі стримується лише термічним опором тонкого прошарку газу між поверхнею і першим рядом гарячих частинок. Потім частинки біля поверхні охолоджуються і тепловіддача погіршується, але бульбашки, що піднімаються вгору, знову відкидають холодні частинки, замінюючи їх гарячими, і процес повторюється. У нормативному методі [97] немає інформації щодо розрахунку кондуктивно-конвективної складової теплообміну.
3. Розмір золових частинок у пиловугільних топках не перевищує 10–25 мкм. Саме такий діаметр золових частинок використовується при розрахунку теплообміну випромінюванням [97]. При цьому об'ємна концентрація частинок у топці суттєво менше 1%. Ступінь чорноти

пилогазового потоку в камерних топках визначається на основі закону Бугера, який не можна застосовувати при розрахунках теплообміну випромінюванням, оскільки концентрація частинок в КШ дуже висока і становить 30–45%.

4. При конструюванні топкових пристроїв киплячого шару важливим питанням є процес вигорання частинок палива КШ та надшаровому просторі (НП). При розрахунках пиловугільних топок, де вигорання дрібних коксових частинок відбувається за частки секунди в факелі, що світиться, при температурах 1600–2000 °С, процесу вигорання приділяється мало уваги. Тому у нормативному методі відсутня методика розрахунку вигорання частинок.

З вище викладеного випливає, що нормативний метод теплового розрахунку котлів [97] не придатний для розрахунку топкових пристроїв КШ. У зв'язку з цим необхідно розробити нові інженерні методики для розрахунку робочого процесу у топках котлів КШ. Вони, дозволять вибрати напрями оптимізації процесу та відповідні конструкторські рішення для їх реалізації.

Аналіз досвіду експлуатації існуючих схем котлів із КШ (п. 1.4) показує, що поряд із зазначеними вище перевагами вони мають і недоліки, головні з яких – нерозвиненість НП і відсутність примусового повернення частинок, винесених з камери згоряння. Це знижує інтенсивність горіння дрібних частинок у НП та ускладнює реалізацію такої потенційної переваги технології КШ, як низький механічний недопал у виносах. У зв'язку з цим можна запропонувати схему КШ-котлоагрегату з розвиненим НП та із зовнішньою циркуляцією коксозольних частинок [129, 131].

На рис. 4.1 зображено схему топки котла з киплячим шаром із поверненням віднесення рециркулюючої маси, призначеного для спалювання високозольного вугілля. У нижній частині топки знаходиться КШ, у верхній НП, яке умовно можна розділити на дві частини: першу – зону динамічних викидів, або перехідну зону (ПЗ), другу – зону пневмотранспорту (ЗП).

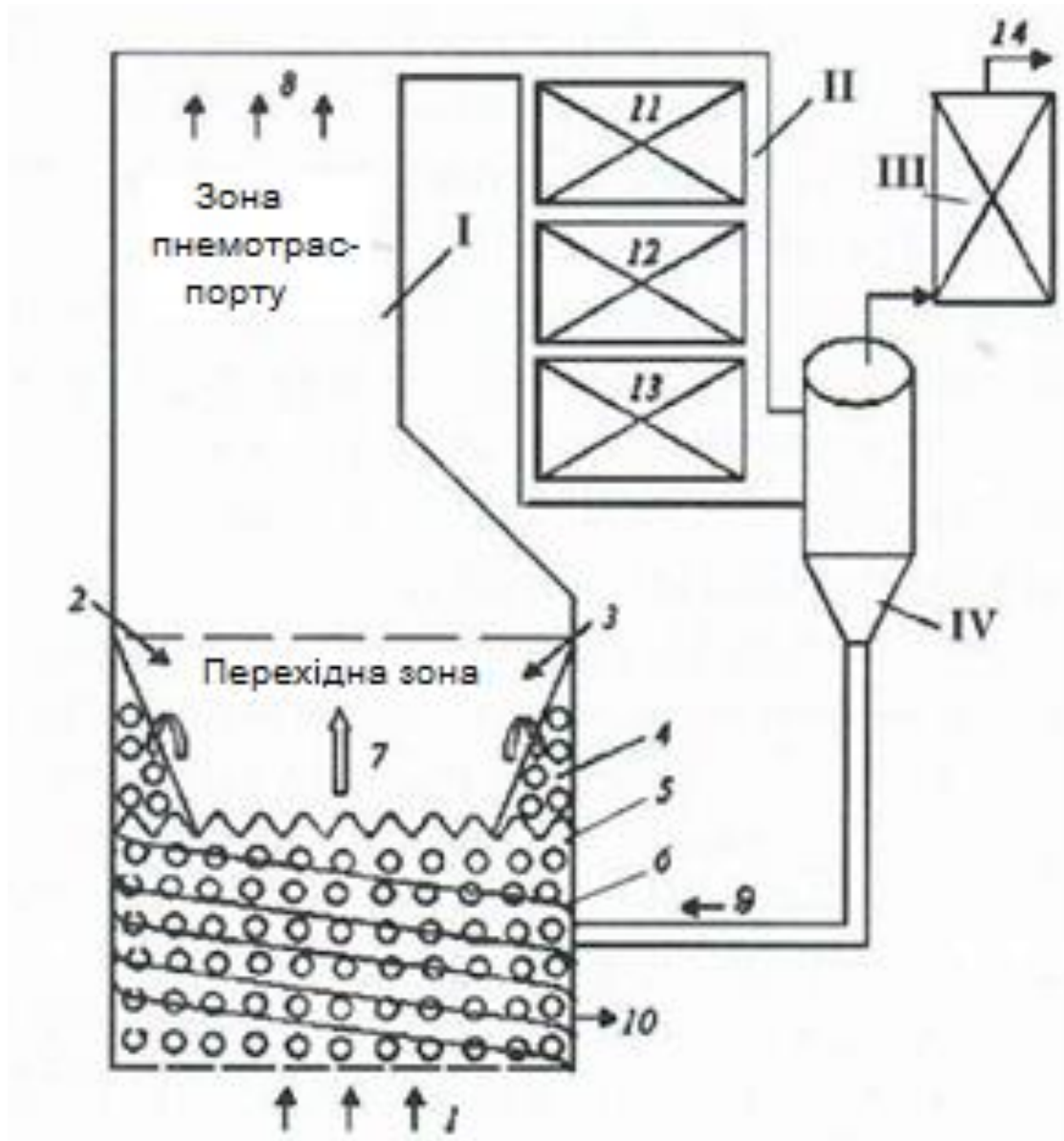


Рис. 4.1 – Схема котла з низько-температурним киплячим шаром з рециркуляцією.

I – топка 1 – подача первинного повітря від решітку; 2 – подача вторинного повітря; 3 – подача палива; 4 – кільцева зона; 5 – киплячий шар; 6 – теплообмінні поверхні нагріву; 7 – ядро потоку; 8 – гази, що йдуть у конвективну шахту; 9 – повернення рециркулюючої маси в КШ; 10 – вихід зливної золи; II – конвективна шахта; 11-13 – конвективні поверхні нагріву; III – економайзер; IV – холодний циклон; 14 – відхідні гази.

У центральній частині ПЗ реалізується висхідний рух газодисперсного потоку (ядро потоку), а в периферійній (кільцевій) області – низхідний щільний потік частинок, що забезпечує внутрішню циркуляцію твердої фази в топці.

У ЗП у всіх точках поперечного перерізу топки двофазний потік рухається вертикально вгору. У процесі висота ПЗ значно менше, ніж ЗП, і становить 0,3–0,4 м [127]. Тут кільцева зона грає роль захисного екрану, який перешкоджає відводу тепла з реакційної області (ядра потоку) і тим самим створює сприятливі умови для протікання термохімічних реакцій у центральній частині ПЗ. У конвективній шахті за теплообмінними поверхнями встановлено циклон, у якому газоподібні продукти згоряння відокремлюються від дисперсної фази. Остання через опускний стояк повертається у киплячий шар. Свіже паливо подається до ПЗ, де відбувається його нагрівання, випаровування вологи та вихід летких речовин. Туди ж надходить вторинне повітря, необхідне вигорання летких речовин і дрібних фракцій вихідного палива. Великі коксозольні частинки вугілля опускаються в КШ і згоряють в об'ємі первинного повітря. Частина тепла, що виділилося при їх вигоранні, сприймається поверхнями нагріву, розташованими в КШ, а тепло, що залишилося, виноситься потоком і додається до тепла, що виділилося в результаті згоряння дрібних фракцій, знімається випарними настінними екранами ЗП, теплообмінними поверхнями, розташованими в конвективній шахті.

4.2 Методика розрахунку котла киплячого шару

У цьому пункті описана напівемпірична методика розрахунку аеродинаміки, тепломасообміну та горіння вугілля в топці котлоагрегату з КШ, яка включає чотири моделі: перша призначена для розрахунку КШ, друга – ПЗ, третя – ЗП, четверта – вигорання великих коксових частинок палива. [133-136]

Запропонована методика розрахунку базується на таких основних передумовах:

- 1) процес стаціонарний;
- 2) у КШ тверда фаза розподілена рівномірно по всьому об'єму, для неї реалізується модель ідеального перемішування, а газ рухається в режимі ідеального витіснення;
- 3) стехіометрична схема реакцій в КШ включає одну гетерогенну реакцію:
 $C + O_2 = CO_2$;
- 4) у перехідній зоні відбувається вихід та вигорання летких речовин (CO , H_2 , C_nH_m тощо), а також випаровування вологи вихідного палива;
- 5) газова суміш у КШ складається з кисню, діоксид вуглецю та азоту, а в НП до перерахованих компонентів додається водяна пара і діоксид сірки;
- 6) дисперсна фаза киплячого шару включає M фракцій коксозольних частинок, масові частки яких визначаються методом технологічного експерименту зі спалювання в КШ вугілля з прийнятими характеристиками;
- 7) великі фракції палива вигорять у киплячому шарі, а дрібні – НП;
- 8) модель процесів перенесення в НП будується з урахуванням наявності коксових та золових фракцій;
- 9) гетерогенне горіння протікає на поверхні коксових частинок, унаслідок чого їх розмір зменшується;
- 10) концентрація вуглецю середня по всьому об'єму КШ.

Витратні характеристики газової та дисперсної фаз визначаються з відношень:

$$\begin{aligned}
 B_{C,угл} &= C_{\phi}^r B_{угл}/100; B_{C,b} = B_{C,угл} C_{\phi,b}^r; B_{O_2,b0} = 8B_{C,b} \alpha_{air,b}/3; \\
 B_{air,b} &= B_{O_2,b0}/0,23; B_{N_2,b0} = B_{air,b} 0,77; B_{CO_2,b,e} = 11B_{C,b}/3; \\
 B_{O_2,b,e} &= \frac{8}{3} B_{C,b} (\alpha_{air,b} - 1); B_{g,b,e} = B_{O_2,b,e} + B_{CO_2,b,e} + B_{N_2,b0};
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

$$B_{\text{ash},b} = \frac{B_{\text{C},b} A^r}{C_{\text{ф}}^r}; B_{p\Sigma} = B_{\text{C},b} + B_{\text{ash},b},$$

де $B_{\text{угл}}$, $B_{\text{C},\text{угл}}$ – витрати палива та вуглецю на вході до ПЗ;
 $B_{\text{air},b}, B_{\text{O}_2,b0}, B_{\text{N}_2,b0}, B_{\text{C},b}, B_{\text{ash},b}, B_{p\Sigma}$ – витрати первинного повітря, кисню, азоту, вуглецю, золи та коксозольного залишку на вході до КШ; $B_{\text{г},b,e}, B_{\text{O}_2,b,e}, B_{\text{CO}_2,b,e}$ – витрати газової суміші, кисню та вуглекислого газу на виході з КШ; $C_{\text{ф}}^r, A^r$ – масові частки фіксованого вуглецю та золи у вихідному паливі (на робочу масу); $C_{\text{ф},b}^r$ – масова частка фіксованого вуглецю, що надходить у КШ (на робочу масу); $\alpha_{\text{air},b}$ – коефіцієнт надлишку первинного повітря; нижні індекси (0, e, ash, угл, C, b, air, ф, p, g) відносяться до входу і виходу, золи, свіжого палива, вуглецю, шару, повітря, фіксованого параметра, частки і газу; верхній індекс r відноситься до робочого стану вугілля.

Густина газу на вході (виході) із КШ визнається як :

$$\rho_{\text{г},j} = 273(\rho_{\text{O}_2,0} J_{\text{O}_2,j} + \rho_{\text{N}_2,0} J_{\text{N}_2,j} + \rho_{\text{CO}_2,0} J_{\text{CO}_2,j})P / (t_{\text{г},b} + 273) \quad (4.2)$$

де $\rho_{\text{O}_2,0}, \rho_{\text{N}_2,0}, \rho_{\text{CO}_2,0}$ – густини кисню, азоту, вуглекислого газу за нормальних умов; $J_{\text{O}_2,j}, J_{\text{N}_2,j}, J_{\text{CO}_2,j}$ – об'ємні частки кисню, азоту та вуглекислого газу на вході (виході) з КШ; P – тиск газу; $t_{\text{г},b}$ – температура газів у КШ; нижній індекс $j = 0, e$.

Діапазон зміни розмірів частинок КШ розбивається на кінцеве число дрібніших інтервалів (фракцій), для кожного з яких задається отримане на підставі експерименту значення масової частки частинок. Далі знаходиться середній розмір дисперсної фази, що належить вузькій фракції $\delta_{\text{m},bi} \in \{\delta_{bi}^*, \delta_{bi}^{**}\}$:

$$\delta_{\text{m},bi} = \sqrt[3]{\frac{2\delta_{bi}^{*2}\delta_{bi}^{**2}}{\delta_{bi}^* + \delta_{bi}^{**}}} \quad (4.3)$$

еквівалентна густина $\rho_{\text{р},\text{ек}}$ та діаметр $\delta_{\text{ек},b}$ частинок у киплячому шарі:

$$\rho_{p,ek} = \sum_{i=1}^{M_b} \rho_{p,mi} Z_{pi}; \delta_{ek,b} = \frac{1}{\rho_{p,ek} \sum_{i=1}^{M_b} \frac{Z_{pi}}{\rho_{p,mi} \delta_{m,bi}}} \quad (4.4)$$

де $\rho_{p,mi}$ – середня густина частинок фракції i ; δ_{bi}^* , δ_{bi}^{**} – мінімальний та максимальний розміри частинок фракції i ; Z_{pi} – масова частка частинок фракції i ; M_b – кількість фракцій у КШ; нижній індекс i відноситься до номера фракції.

Аеродинамічні характеристики КШ обчислюються відповідно до [128]:

$$Ar_b = \frac{g \delta_{ek,b}^3 (\rho_{p,ek} - \rho_{g,m})}{\eta_g^2 \rho_{g,m}}; Re_b = \frac{Ar_b \epsilon^{4,75}}{18 + 0,61 \sqrt{Ar_b \epsilon^{4,75}}}; u_{g,b} = \frac{Re_b \eta_g}{\delta_{ek,b}} \quad (4.5)$$

а його маса m_b та площа перерізу f_b розраховуються за формулами:

$$m_b = (1 - \epsilon) f_b H_b \rho_{p,ek}; f_b = (B_{air,b} + B_{g,b,e}) / (7200 u_{g,b} \rho_{g,m}), \quad (4.6)$$

де ϵ, H_b – порозність та висота КШ; Ar, Re – критерії Архімеда та Рейнольдса; g – прискорення вільного падіння; η_g – кінематична в'язкість газу; $\rho_{g,m} = (\rho_{g,0} + \rho_{g,e})/2$ – середня густина газу в КШ; $u_{g,b}$ – швидкість газів у КШ.

Після цього необхідно визначити коефіцієнт масообміну S_i для середнього розміру частинок $\delta_{m,bi}$ кожної фракції, яка перебуває у КШ. Для цього обчислюються коефіцієнт взаємної дифузії кисню в j й компонент газової суміші $D_{O_2 \rightarrow j}$ [131]:

$$D_{O_2 \rightarrow j} = \frac{D_{O_2 \rightarrow j,0}}{P} \left(\frac{273 + t_{g,b}}{273} \right)^{1,75}; (j = N_2, CO_2), \quad (4.7)$$

середня витрата газів у КШ $B_{g,b,m}$ та середнє значення об'ємної частки газового компонента J_{jm} :

$$B_{g,b,m} = \sum_{j=1}^3 B_{j,b,m}; B_{j,b,m} = (B_{j,b,0} + B_{j,b,e}) / 2; \quad (4.8)$$

$$J_{jm} = \frac{B_{j,b,m}}{\rho_{j0} \sum_{j=1}^3 \frac{B_{j,b,m}}{\rho_{j0}}} \quad (j = N_2, O_2, CO_2),$$

коефіцієнт дифузії кисню у газову суміш $D_{O_2 \rightarrow cm}$ [131]:

$$D_{O_2 \rightarrow cm} = (1 - J_{O_2,m}) / \sum_{j=1}^2 \frac{J_{jm}}{D_{O_2 \rightarrow j}} \quad (j = N_2, CO_2), \quad (4.9)$$

дифузійне число Нуссельта Nu_{Di} для фракції i :

$$Nu_{Di} = 2 + 0,51 Re_{pi}^{0,52} Pr_g^{0,33} \quad ; Re_{pi} = \frac{u_{gb} \delta_{m,bi}}{\eta_g}, \quad (4.10)$$

і, нарешті, шуканий коефіцієнт масообміну S_i [131]:

$$S_i = \frac{D_{O_2 \rightarrow cm} Nu_{Di}}{\delta_{m,bi}} \quad (4.11)$$

де $D_{O_2 \rightarrow j0}$ – коефіцієнт дифузії кисню в компонент газової суміші j за нормальних умов; $B_{j,b,m}$ – середня витрата компонента газової суміші j ; Pr_g – критерій Прандтля; $B_{j,b0}, B_{j,b,e}$ – витрати газового компонента j на вході та виході з КШ.

Для розрахунку температури частки фракції i в КШ $t_{p,bi}$ використовується рівняння для "рівноважної" температури твердої фази [130]:

$$t_{p,bi} = t_{g,b} + \frac{k_{C+O_2i} S_i C_{O_2m} Q C_c}{(k_{C+O_2i} + S_i)(\alpha_{condi} + \alpha_{radi})} \quad (4.12)$$

де коефіцієнти променистого α_{radi} та кондуктивно-конвективного α_{condi} теплообміну між частинкою фракції i і шаром перебувають з виразів [132]:

$$\alpha_{radi} = 7,3 \sigma_0 a_b a_{pi} (t_{p,bi} + 273)^3$$

$$\alpha_{condi} = \frac{\lambda_g Nu_i}{\delta_{ek,b}}; \quad Nu_i = Nu_{maxi} + (Nu_{mini} - Nu_{maxi}) \exp \left[-\frac{\delta_{m,bi}}{4 \delta_{ek,b}} \right] \quad (4.13)$$

$$Nu_{mini} = 10 + 0,23 (Ar_i Pr_g)^{0,33}$$

$$Nu_{max\ i} = 0,85Ar_i^{0,19} + 0,006Ar_i^{0,5}Pr_g^{0,33}$$

середня концентрація кисню у шарі $C_{O_2\ m}$ обчислюється за такою формулою:

$$C_{O_2\ m} = B_{O_2\ ,b,m} / (3600 f_b M_{O_2} u_{g,b}), \quad (4.14)$$

а константа швидкості реакції k_{C+O_2} розраховується за Арреніусом [127]:

$$k_{C+O_2\ i} = k_{0i} \exp[-E_a / (R_g (t_{p,bi} + 273))] \quad (4.15)$$

де λ_g – коефіцієнт теплопровідності газу; R_g – універсальна газова постійна;

k_0 – перед-експоненціальний множник; σ_0 – постійна Стефана-Больцмана; Q –

тепловий ефект реакції; C_C – масова концентрація вуглецю в частинці; M_{O_2} –

молекулярна маса кисню; E_a – енергія активації; Nu_{max} – критерій Нуссельта

для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від шару частинок розміром $\delta_{ek,b}$ до

нескінченно протяжної поверхні; Nu_{min} – критерій Нуссельта до тіла, розмір

якого дорівнює $\delta_{ek,b}$; a_b , a_p – ступінь чорноти шару та частинки; індекси

нижні: max – максимальний; min – мінімальний.

Інтегруючи рівняння нерозривності для кисню, можна перейти до визначення висоти КШ у робочих умовах:

$$H_b = -u_{g,b} \frac{\ln \frac{B_{O_2,b,e}}{B_{O_2,b,0}}}{\sum_{i=1}^{M_b} \frac{6k_{C+O_2\ i} S_i (1-\epsilon) C_C Z_{pi}}{(k_{C+O_2\ i} + S_i) \delta_{m,bi}}} \quad (4.16)$$

Рівняння теплового балансу киплячого шару подане у вигляді:

$$\begin{aligned} B_{p\sigma} c_p t_{p,\pi\sigma,m} + B_{air,b} c_{air} t_{air} + B_{pec} c_{pec0} t_{pec0} + \frac{B_{C,b} Q}{M_C} = \\ = B_{g,b,e} c_{g,b} t_{g,b} + \frac{B_{slag} c_{slag} t_{p,b,m}}{1 - C_{C_{pec}_{pec,e} g,b_{зкр,b}}} \end{aligned} \quad (4.17)$$

де c_p , c_{air} , c_{slag} , c_{pec} , $c_{g,b}$ – теплоємності коксозольних частинок, повітря,

зливної золи, рециркулюючої маси, газової фази в КШ; $t_{\text{air}}, t_{p,b,m}, t_{\text{pec}0}, t_{p,\text{пз},m}$ – температури гарячого повітря, зливної золи, рециркулюючої маси на вході в шар та дисперсної фази в ПЗ; $B_{\text{pec}}, B_{\text{slag}}$ – витрати рециркулюючої маси та зливної золи; M_c – молекулярна маса вуглецю; $Q_{\text{екр},b}$ – тепло, сприйняте поверхнями нагріву, розташованими в КШ; індекси нижні пз, pec, slag, екр відносяться до перехідної зони, рециркулюючої маси, зливної золі та поверхонь нагріву.

З (4.17) визначається теплосприйняття поверхонь нагрівання $Q_{\text{екр},b}$, що дозволяє розрахувати теплосприймаючу поверхню нагріву в КШ

$$f_{\text{екр},b} = \frac{Q_{\text{екр},b}}{3600(\alpha_{\text{rad},\text{екр}} + \alpha_{\text{cond},\text{екр}})(t_{g,b} - t_{\text{екр},b})} \quad (4.18)$$

де коефіцієнти променевого $\alpha_{\text{rad},\text{екр}}$ та кондуктивно-конвективного $\alpha_{\text{cond},\text{екр}}$ теплообміну між КШ та теплообмінними поверхнями нагрівання визначаються подібно (4.13); $t_{\text{екр},b}$ – температура теплосприймаючої поверхні нагріву в КШ.

Тепло Q_{is} , необхідне випаровування поживної води, обчислюється за такою формулою:

$$Q_{\text{is}} = B_{\text{wot}} \Delta i_1 \quad (4.19)$$

а теплосприйняття настінних екранів ЗП та теплообмінних поверхонь, розташованих у конвективній шахті $Q_{\text{нп},\text{кш}}$, визначається з виразу:

$$Q_{\text{нп},\text{кш}} = Q_{\text{is}} - Q_{\text{екр},b}, \quad (4.20)$$

де B_{wot} – витрата живильної води; Δi_1 – питома теплота пароутворення при тиску живильної води, що надходить у котлоагрегат.

Відповідно до прийнятої схеми спалювання палива визначаються витратні характеристики перехідної зони.

Кількість вуглецю $B_{C,зп}$, що надходить із ПЗ в зону пневмотранспорту:

$$B_{C,зп} = B_{C,угл} - B_{C,b} \quad (4.21)$$

а витрата необхідного для його вигорання повітря $B_{air, C, пз}$ розраховується за допомогою виразу:

$$B_{air, C, пз} = 32B_{C,зп}/2,76 \quad (4.22)$$

Теоретичні об'єм V^0 та маса U^0 сухого повітря, необхідні для повного згорання летких речовин у ПЗ, обчислюються як [97]:

$$\begin{aligned} V^0 &= 0,0889(C_{лет}^r + 0,375S^r) + 0,265H^r - 0,0333O^r; \\ U^0 &= 0,115(C_{лет}^r + 0,375S^r) + 0,342H^r - 0,0431O^r \end{aligned} \quad (4.23)$$

де $C_{лет}^r, S^r, H^r, O^r$ – масові частки вуглецю, сірки, водню та кисню у складі летких речовин у вихідному паливі (на робочий стан).

Кількість летких речовин $B_{лет}$, що виділяються з вугілля в перехідній зоні:

$$B_{лет} = (C_{лет}^r + S^r + H^r + O^r + N^r)B_{угл}/100, \quad (4.24)$$

де N^r – масова частка азоту на робочий стан палива,

а витрата повітря $B_{air, лет}$, необхідного їх вигорання, рахується за формулою:

$$B_{air, лет} = U^0 B_{угл} \quad (4.25)$$

Сумарна кількість повітря $B_{air, пз}$, що подається до ПЗ, обчислюється з рівняння:

$$B_{air, пз} = B_{air, лет} + B_{air, C, пз} + B_{air, C, пз}(\alpha_{air, пз} - 1) \quad (4.26)$$

де $\alpha_{air, пз}$ – коефіцієнт надлишку повітря, необхідний для горіння фіксованого вуглецю в НП.

Витрата газів на вході до ПЗ $B_{g, пз0}$ визначається за допомогою виразу:

$$B_{g,пз0} = B_{air,пз} + B_{g,b,e} \quad (4.27)$$

Витрати газових компонентів, що утворилися в результаті горіння летких речовин та випаровування вологи вихідного палива в ПЗ, знаходяться із відношень [97]:

$$\begin{aligned} B_{CO_2,пз} &= 1,866C_{лет}^r \rho_{CO_2 0} B_{угл}/100 \\ B_{SO_2,пз} &= 0,7S^r \rho_{SO_2 0} B_{угл}/100; \\ B_{H_2O,пз1} &= 0,111H^r \rho_{H_2O 0} B_{угл} \\ B_{H_2O,пз2} &= 0,0124W^r \rho_{H_2O 0} B_{угл} \\ B_{H_2O} &= B_{H_2O,пз1} + B_{H_2O,пз2} \\ B_{N_2,пз} &= (0,79V^0 + 0,8N^r/100) \rho_{N_2 0} B_{угл} \end{aligned} \quad (4.28)$$

де $B_{CO_2,пз}, B_{SO_2,пз}, B_{H_2O}, B_{N_2,пз}$ – витрати діоксиду вуглецю, сірчистого ангідриду, водяної пари та азоту в ПЗ; $B_{H_2O,пз1}$ – кількість водяної пари, що утворилася при горінні водню; $B_{H_2O,пз2}$ – кількість водяної пари, що утворилася в результаті випаровування вологи вихідного палива; $\rho_{H_2O 0}, \rho_{SO_2 0}$ – густини водяної пари та сірчистого ангідриду за нормальних умов; W^r – масова частка вологи у вихідному паливі (на робочу масу).

Сумарний вихід газів на виході з ПЗ $B_{g,пз,e}$ (без урахування $B_{H_2O,пз2}$) визначається за формулою:

$$B_{g,пз,e} = B_{CO_2,пз} + B_{SO_2,пз} + B_{H_2O,пз1} + B_{N_2,пз} + B_{g,b,e} + (\alpha_{air,пз} - 1). \quad (4.29)$$

Температура двофазного потоку $t_{пз}$ знаходиться з рівняння теплового балансу перехідної зони:

$$t_{пз} = \frac{(B_{угл} - B_{H_2O,пз2})c_{угл}t_{угл} + B_{air,пз}c_{air}t_{air} + B_{g,b,e}c_{g,b}t_{g,b} + B_{рец}c_{рец,e}t_{g,b} + B_{лет}Q_{лет}}{B_{g,пз,e}c_{g,пз} + (C_{\phi}^r + A^r)B_{угл}c_{угл}/100 + B_{рец}c_{рец,пз} + c_{H_2O}B_{H_2O,пз2}} + \frac{-4,1868(t_{is}'' - t_{H_2O0})B_{H_2O,пз2} - \Delta i_2 B_{H_2O,пз2} + c_{H_2O,is}t_{is}''B_{H_2O,пз2}}{B_{g,пз,e}c_{g,пз} + (C_{\phi}^r + A^r)B_{угл}c_{угл}/100 + B_{рец}c_{рец,пз} + c_{H_2O}B_{H_2O,пз2}}; \quad (4.30)$$

$$t_{g,пз} = t_{p,пз,m} = t_{пз},$$

де $c_{угл}, t_{угл}$ – теплоємність та температура палива; $Q_{лет}$ – теплота згоряння летких речовин; $c_{g,пз}, c_{рец,пз}, c_{H_2O}$ – теплоємності газової суміші, рециркулюючої маси та водяної пари в ПЗ; $c_{H_2O,is}$ – теплоємність водяної пари на лінії насичення; t_{is}', t_{H_2O0} – температури вологи вихідного палива на лінії насичення та на вході в реактор; $t_{g,пз}$ – температура газу в ПЗ; Δi_2 – питома теплота пароутворення при атмосферному тиску.

Система рівнянь, що описує аеродинаміку, тепломасообмін та горіння високозольного вугілля в зоні пневмотранспорту, може бути представлена в такому вигляді.

Рівняння нерозривності для компонентів газової фази:

$$\frac{d(u_g C_{O_2})}{dz} = -6 \sum_{j=1}^{M_C} \frac{k_{C+O_2j} S_j \beta_j C_{O_2}}{(k_{C+O_2j} + S_j) \delta_j}, \quad \frac{d(u_g C_{N_2})}{dz} = 0; \quad \frac{d(u_g C_{H_2O})}{dz} = 0$$

$$\frac{d(u_g C_{SO_2})}{dz} = 0; \quad \frac{d(u_g C_{CO_2})}{dz} = 6 \sum_{j=1}^{M_C} \frac{k_{C+O_2j} S_j \beta_j C_{O_2}}{(k_{C+O_2j} + S_j) \delta_j} \quad (4.31)$$

де $j = 1 - M_C$; M_C – кількість фракцій коксу; β – справжня об'ємна концентрація частинок; δ_j – розмір коксової частки фракції j ; z – поздовжня координата; $C_{N_2}, C_{H_2O}, C_{CO_2}, C_{SO_2}$ – мольні концентрації азоту, водяної пари, діоксиду вуглецю та сірчистого ангідриду.

Рівняння нерозривності для реагуючих частинок коксу:

$$\frac{d(\beta_j u_{pj})}{dz} = - \frac{6 M_C \beta_j C_{O_2}}{\delta_j \rho_C} \frac{k_{C+O_2j} S_j}{(k_{C+O_2j} + S_j)} \quad (4.32)$$

де ρ_c – густина вуглецю; u_{pj} – швидкість коксової частки фракції j .

Рівняння перенесення імпульсу твердої фази:

$$\frac{d(\beta_i u_{pi}^2)}{dz} = \frac{F_{ai}}{\rho_{pi}} - g\beta_i, \quad (4.33)$$

де F_a – сила аеродинамічного опору; ρ_{pi} – густина частинки фракції i ; індекси нижні: $i = j, s$; $s = 1 - M_{ash}$; M_{ash} – кількість фракцій золи.

Рівняння збереження кількості руху газової фази:

$$\frac{d(\rho_g u_g^2)}{dz} = -\frac{dP}{dz} - g\rho_g - \sum_{i=1}^{M_c + M_{ash}} F_{ai} \quad (4.34)$$

Рівняння збереження енергії несучого середовища:

$$\frac{d(\rho_g u_g c_g t_g)}{dz} = 6 \sum_{i=1}^{M_c + M_{ash}} \alpha_{conv,i} (t_{pi} - t_g) \frac{\beta_i}{\delta_i} - Q_{g \rightarrow \text{екр}} + \sum_{i=1}^{M_c + M_{ash}} Q_{i \rightarrow g}. \quad (4.35)$$

Рівняння теплового балансу коксових частинок фракції j :

$$\frac{d(\beta_j u_{pj} c_{pj} t_{pj})}{dz} = \left[\frac{k_{c+o_2j} S_j C_{o_2} Q}{(k_{c+o_2j} + S_j)} - \alpha_{conv,j} (t_{pj} - t_g) \right] \frac{6\beta_j}{\delta_j \rho_c} - \frac{Q_{j \rightarrow \text{екр}}}{\rho_c} - \frac{Q_{j \rightarrow g}}{\rho_c} \quad (4.36)$$

Рівняння теплового балансу золових частинок фракції s :

$$\frac{d(\beta_s u_{ps} c_{ps} t_{ps})}{dz} = \alpha_{conv,s} (t_g - t_{ps}) \frac{6\beta_s}{\delta_s \rho_{ash}} - \frac{Q_{s \rightarrow \text{екр}}}{\rho_{ash}} - \frac{Q_{s \rightarrow g}}{\rho_{ash}} \quad (4.37)$$

де $Q_{g \rightarrow \text{екр}}$, $Q_{j \rightarrow \text{екр}}$, $Q_{s \rightarrow \text{екр}}$ – променисте тепло, передане настінним екранам газом, коксовими та золовими частинками; $Q_{i \rightarrow g}$, $Q_{j \rightarrow g}$, $Q_{s \rightarrow g}$ – променистий теплообмін між дисперсною фазою та газом, вуглецем та газом, золою та газом; α_{conv} – коефіцієнт конвективного теплообміну; δ_s – діаметр золової частки фракції s ; ρ_{ash} – густина золи.

Праві частини рівнянь (4.31) (перше і п'яте рівняння) і (4.32) являють собою дифузійний потік окисника через пограничний шар (наведена плівка, що не горить), що вступає в гетерогенну реакцію $C + O_2 = CO_2$ на поверхні коксових частинок. Рівняння (4.33) включає силу тяжкості і силу

аеродинамічного опору. У рівнянні руху газової фази (4.34) фігурують градієнт тиску, сили тяжіння та міжфазної взаємодії. Права частина рівняння (4.35) враховує конвективний та радіаційний теплообмін між частинками та газом, променисте тепло, передане газовою фазою випарним екранам ЗП. Складові правої частини рівняння (4.36) описують конвективний теплообмін коксових частинок з несучим середовищем, тепловиділення гетерогенних реакцій, променистий теплообмін частинок з настінними поверхнями ЗП та газом. Температура золових фракцій (див. (4.37)) визначається конвективним та радіаційним теплообміном між золою та газовою сумішшю та променевим теплообміном між дисперсною фазою та теплообмінною поверхнею ЗП.

Променева енергія, що фігурує в рівняннях (4.36) та (4.37), визначається за формулою:

$$Q_{i \rightarrow \text{екр}} = a_{\text{пр}} \sigma_0 [(t_{pi} + 273)^4 - (t_{\text{екр,зп}} + 273)^4] \frac{6\beta_i}{\delta_i}$$

$$a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{a_{\text{екр,зп}}} + \frac{1}{a_{\text{р,ек}}} - 1} \quad (4.38)$$

де $a_{\text{пр}}$ – приведений ступінь чорноти системи частинки-стінка; $t_{\text{екр,зп}}$ – температура настінних екранів ЗП; $a_{\text{екр,зп}}$, $a_{\text{р,ек}}$ – ступені чорноти екранних поверхонь нагріву ЗП та частинок; нижній індекс ЗП відноситься до зони пневмотранспорту.

У рівнянні (4.38) присутній невідомий коефіцієнт $a_{\text{р,ек}}$, який може бути знайдений виходячи з виразу:

$$a_{\text{р,ек}} = 1 - \exp(-K_{\text{осл,р}} R_{\text{пр}}); K_{\text{осл,р}} = \frac{3}{2} \frac{\beta_{\text{ек,зп}}}{\delta_{\text{ек,зп}}}; R_{\text{пр}} = \frac{f_{\text{зп}}}{\Pi_{\text{зп}}} \quad (4.39)$$

де $K_{\text{осл,р}}$ – коефіцієнт ослаблення променів дисперсною фазою; $R_{\text{пр}}$ – приведений (гідравлічний) радіус ЗП; $f_{\text{зп}}$, $\Pi_{\text{зп}}$ – перетин та периметр ЗП;

$\beta_{ek,зп}, \delta_{ek,зп}$ – еквівалентна об'ємна концентрація частинок та їх розмір у ЗП.

Тепло, передане випромінюванням від газового потоку до настінних екранів, визначається за такою формулою:

$$Q_{g \rightarrow \text{экp}} = \alpha_{\text{rad},g} (t_g - t_{\text{экp},зп}) \Pi_{зп} / f_{зп} \quad (4.40)$$

де коефіцієнт променистого теплообміну між газовим потоком та настінними екранами ЗП $\alpha_{\text{rad},g}$ обчислюється за рекомендаціями [97]:

$$\alpha_{\text{rad},g} = \frac{\sigma_0 (a_{\text{экp},зп} + 1) a_g (t_g + 273)^3 \left(1 - \frac{(t_{\text{экp},зп} + 273)^{3,6}}{(t_g + 273)^{3,6}} \right)}{2 \left(1 - \frac{(t_{\text{экp},зп} + 273)}{(t_g + 273)} \right)}, \quad (4.41)$$

а ступінь чорноти газового потоку a_g , що присутня в рівнянні (4.41), знаходиться за [4]:

$$a_g = 1 - \exp(-K_{\text{осл},g} P R_{\text{пр}} 10^{-5});$$

$$K_{\text{осл},g} = \left[\frac{0,78 + 1,6 J_{H_2O}}{\sqrt{P J_{\Sigma} R_{\text{пр}} 10^{-5}}} - 0,1 \right] \left[1 - 0,370 \frac{t_g + 273}{10^3} \right] J_{\Sigma}; \quad (4.42)$$

$$J_{\Sigma} = J_{H_2O} + J_{RO_2}$$

де $K_{\text{осл},g}$ – коефіцієнт ослаблення променів трьохатомними газами; J_{H_2O}, J_{RO_2} – об'ємні частки водяної пари та трьохатомних газів; J_{Σ} – сумарна об'ємна частка трьохатомних газів.

Радіаційний теплообмін між частинками фракції i та газом, що фігурує в рівняннях (4.35)–(4.37), визначається за рівнянням:

$$Q_{i \rightarrow g} = a_{\text{пр},i \rightarrow g} \sigma_0 [a_{g1i} (t_{pi} + 273)^4 - a_{g2} (t_g + 273)^4] \frac{6\beta_i}{\delta_i};$$

$$a_{\text{пр},i \rightarrow g} = \frac{1}{\frac{1}{a_{g2}} + \frac{1}{a_p} - 1} \quad (4.43)$$

де a_{g2} – ступінь чорноти газового потоку при температурі газу; a_{g1i} – ступінь чорноти газового потоку при температурі частки фракції i ; $a_{\text{пр},i \rightarrow g}$ – приведений ступінь чорноти системи газ – частинки фракції i .

На підставі систем рівнянь (4.1)–(4.18), (4.19)–(4.30) та (4.31)–(4.43) розроблено програми для розрахунку аеродинаміки, тепломасообміну та горіння вугілля в киплячому шарі, перехідній області та зоні пневмотранспорту.

4.2.1 Аналіз результатів розрахунку процесу спалювання в киплячому шарі

Дослідне спалювання вугілля марки ДГ класів крупності, зазначених у табл. 4.1 було виконано на установці ЦКШ-0,02 продуктивністю з вугілля до 20 кг/год, розташованої в ІТЕТ НАН України та докладно описано в [135]. Оскільки основною метою дослідження було визначення гранулометричного складу шару при спалюванні вугілля різних класів, вапняк для зв'язування сірки не подавався. У експериментах температура КШ підтримувалася лише на рівні 860–930 °С, верхню частину топки – 800 °С, середні за перерізом топки швидкості газу КШ – 1,4-1,6 м/с, у верхній частині топки – 3,0-3,3 м/с. Зольність матеріалу, що виводиться шару (донної золи) становила від 99,4% до 99,7%, спостерігалася тенденція її збільшення з подібненням класу палива і збільшенням частки первинного повітря.

У стабільних режимах спалювання частка частинок розміром менше 0,4 мм у донній золі становила 10-25%. Аналіз показав, що така висока частка дрібних пов'язана лише з близькістю розташування точок введення циркулюючого матеріалу та виведення донної золи в даній установці і не характеризує шар шару в цілому. При відключенні ежектора циркулюючого матеріалу в моменти виведення донної золи частка дрібниці в ній знижувалася до 2%, причому більша частина дрібниці була представлена фракцією 0,2-0,4 мм. У табл. 4.2 представлений гранулометричний склад виведеної таким чином донної золи, прийнятий як характерний для матеріалу

шару. Тут вся дрібнота розміром менше 0,4 мм віднесена до фракції 0,2-0,4 мм.

Таблиця 4.1 Гранулометричний склад свіжого вугілля

Номер фракції вугілля	Верхній розмір фракції $\delta_{\text{КУТ}} \cdot 10^3, \text{ м}$	Масова частка фракцій вугілля $Z_{\text{углі}}$	
		Вугілля 0-7 мм	Вугілля 0-13 мм
1	0,05	0,0537	0,0308
2	0,063	0,0153	0,0088
3	0,1	0,0223	0,0128
4	0,16	0,0257	0,0148
5	0,2	0,0208	0,0119
6	0,4	0,1187	0,0681
7	0,63	0,0037	0,0022
8	1,0	0,1046	0,0600
9	1,6	0,0872	0,0501
10	2,5	0,1588	0,0911
11	5,0	0,2091	0,1201
12	7,0	0,1802	0,1035
13	10,0	-	0,1348
14	13,0	-	0,2911

Середня густина частинок донної золи, наведена в табл. 4.2 оцінювалася за насипною густиною фракцій згідно з рекомендаціями [128].

Таблиця 4.2. Характеристики матеріалу шару (експериментальні результати)

Номер фракції шару i	Верхній розмір фракції $\delta_{\text{бі}}^{**} \cdot 10^3, \text{ м}$	Середня густина частинок $\rho_{\text{р.мі}}$, кг/м^3	Масова частка фракцій шару $Z_{\text{рі}}$		k_{0i} , м/с
			Вугілля 0-7 мм	Вугілля 0-13 мм	
1	0,2	1800	-	-	10000
2	0,4	1800	0,0143	0,0171	16900
3	0,63	1790	0,3378	0,3370	26500
4	1,0	1310	0,4190	0,3453	38450
5	1,6	1190	0,1492	0,1399	55150
6	2,5	1190	0,0670	0,0976	80500
7	7,0	1190	0,0127	0,0631	186000

У роботі [136] експериментально досліджено кінетичні характеристики горіння коксового залишку енергетичного вугілля України в КШ, а в роботі [10] – їх залежність від розміру частинок. За даними [9, 10], для коксозольного залишку вугілля ДГ прийнято енергію активації $E_a = 114000$ кДж/кмоль. Значення перед-експоненціального множника k_{0i} , м/с, для розмірів частинок, що відповідають середнім фракціям, наведені в табл. 4.2.

Як початкові дані, однакові для всіх варіантів розрахунку, прийняті:

- висота КШ у робочому стані $H_b = 1$ м;
- порозність КШ $\varepsilon = 0,72$;
- температура повітря на вході в топку $t_{air} = 90$ °С;
- температура свіжого вугілля $t_{ytl} = 30$ °С;
- температура шару $t_{g,b} = 850$ °С;
- температура рециркулюючої маси на вході до шару $t_{pec0} = 400$ °С;
- діаметр рециркулюючих частинок $\delta_{C0} = \delta_{ash} = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м (δ_{C0} – діаметр коксової частинки на вході в ЗП, δ_{ash} – розмір золової частинки);
- витрата живильної води $B_{wot} = 10$ т/год.

Розрахунок здійснено за 7 варіантами, які відрізняються крупністю палива, коефіцієнтами надлишку повітря на вході до КШ та ПЗ. Результати розрахунків для КШ, ПЗ та ЗП представлені в табл. Д4-Д6 та на рис. 4.2-4.4.

Отримані результати дозволяють зробити такі висновки:

1. У варіантах I – III 75 % фіксованого вуглецю палива C_{ϕ}^r згоряє в КШ, а 25% C_{ϕ}^r – у ЗП. У варіантах IV – VII 85% C_{ϕ}^r спалюється в КШ, а 15% – у ЗП.

2. З підвищенням коефіцієнта надлишку первинного повітря $\alpha_{air,b}$ від 1,3 (варіант I) до 1,9 (варіант III) відбувається зниження температур фаз від 1094 до 1048 °С ($t_{g,зп0} = t_{p,зп0} = t_{пз}$); тут $t_{g,зп0}, t_{p,зп0}$ – температури частинок і газу на вході в ЗП) та зростання масової концентрації кисню від 5,6% до 8,84% на вході до ЗП.

При цьому концентрація вуглецю в рециркулюючій масі знижується від 23,6% до 3,8% (пор. варіанти I і III) та від 16,6% до 2,1% (пор. варіанти IV і VI). Таке різке зниження концентрації вуглецю обумовлено збільшенням ступеня вигорання коксових частинок у зоні пневмотранспорту в 3,6 раза.

3. Для малих значень $\alpha_{air,b} = 1,3$ характерне вигорання вуглецевих частинок $\delta_{CO} = 0,1$ мм в інтервалі ($0 < z < 2,5$ м) при більш низьких температурах, ніж для $\alpha_{air,b} = 1,9$ (рис. 4.2, а) і в), криві 1; рис. 4.3, а) і в), криві 1), внаслідок чого константа швидкості реакції k_{C+O_2} і, отже, ступінь конверсії вуглецю у варіантах III і VI виявляються вищими, ніж у I і IV.

Таким чином, при тому самому кількості витраченого на горіння вуглецю в ЗП (124 кг/год – для варіантів I, III або 74 кг/год – для варіантів IV, VI), його концентрація в рециркулюючій масі у варіантах III, VI повинна бути значно нижчою, ніж у I, IV. Підвищення температури коксових частинок не є критичним з погляду шлакування, оскільки температура золових частинок не перевищує температури початку розм'якшення золи по всій висоті топки.

4. За областю вигорання у ЗП розташовується область охолодження ($2,5 \text{ м} < z < 7,5 \text{ м}$), де відбувається зниження температур дисперсної фази та газу по висоті ЗП за рахунок променистого теплообміну між газом і екранами топки.

У варіантах VI і VII в топку подається однакова кількість повітря (первинного та вторинного), проте відношення між первинним та вторинним повітрям по-різному. У варіанті VI все надмірне повітря вводиться під перфоровану решітку ($\alpha_{air,b} = 1,9$; $\alpha_{air,ms} = 1$), у той час як у VII він розподіляється між КШ і НП у такому відношенні: $\alpha_{air,b} = 1,6$ та $\alpha_{air,ms} = 2,7$ (таблиця Д4).

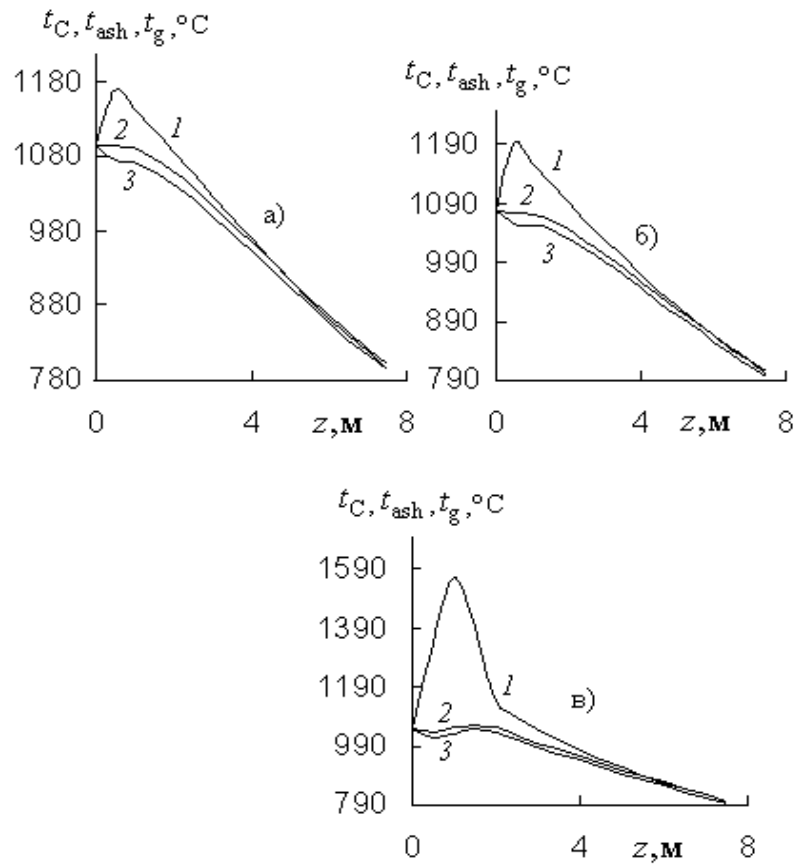


Рис. 4.2. Розподіл температур фаз за висотою зони пневмотранспорту:

а) варіант I; б) варіант II; в) варіант III; 1 – t_C ; 2 – t_g ; 3 – t_{ash} .

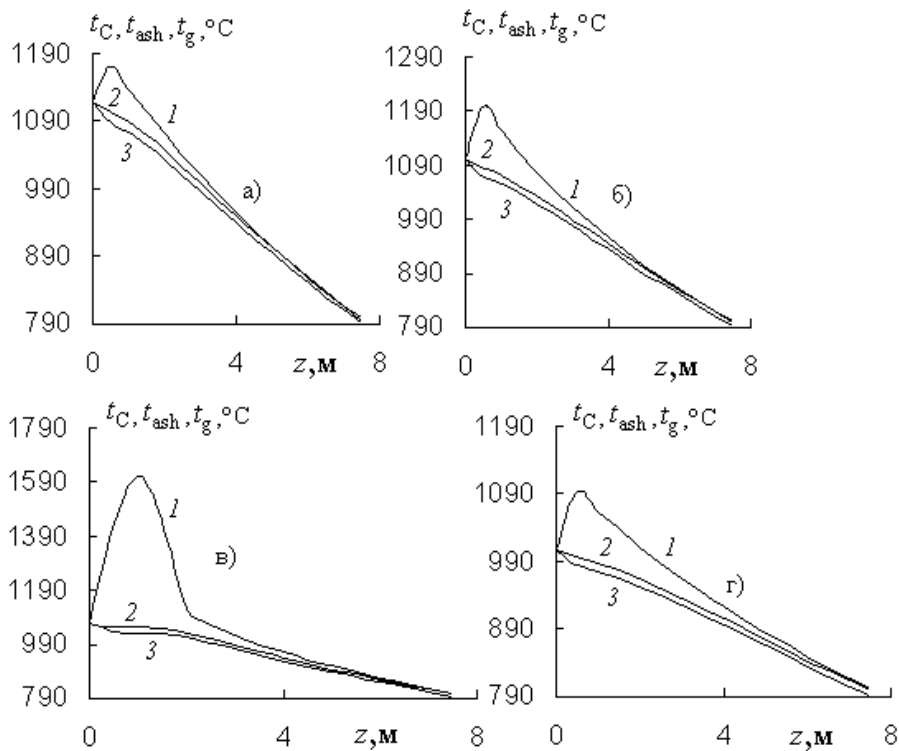


Рис. 4.3. Розподіл температур фаз за висотою зони пневмотранспорту:

а) варіант IV; б) варіант V; в) варіант VI; г) варіант VII; 1 – t_C ; 2 – t_g ; 3 – t_{ash} .

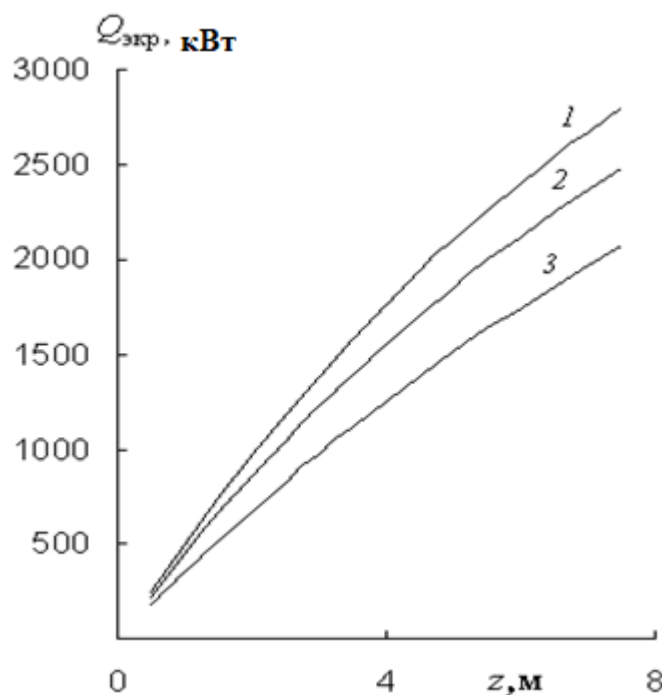


Рис. 4.4 – Тепловий потік, сприйнятий настінними екранами на відрізку 0 – зони пневмотранспорту: 1 – варіант III; 2 – варіант VI; 3 – варіант VII.

За такої організації процесу горіння (варіант VII) температура двофазного потоку на вході в ЗП знижується на 58°C , що призводить до зменшення температури та ступеня конверсії вуглецю в області вигорання ($0 < z < 2\text{ м}$), і як наслідок – підвищення концентрації вуглецю в рециркулюючій масі до 10 %.

5. На рис. 4.4 показано теплосприйняття настінних екранів у ЗП. У варіанті III в зоні пневмотранспорту вигоряє фіксованого вуглецю в 1,68 рази більше, ніж у VI, тому теплосприйняття випарних екранів ЗП у варіанті III вище, ніж у VI (криві 1 і 2). При різній крупності свіжого палива розподіл температур газодисперсних потоків та витрати рециркулюючих коксозольних частинок в ЗП мало відрізняються один від одного, проте концентрація вуглецю в рециркулюючій масі у варіанті III виявляється в 1,8 рази вище, ніж у VI (див. табл. Д5; порівн. рис. 4.2, в) і рис. 4.3, в)). При подачі в ПЗ вторинного повітря, необхідного для вигорання $15\% C_{\phi}^r$, з $\alpha_{\text{air,ns}} = 2,7$ відбувається зменшення теплосприйняття настінних екранів (рис. 4.3, криві 2 і 3) за рахунок зниження температур твердої фази і газу в ЗП.

6. За результатами розрахунків, а саме – за концентрацією вуглецю в рециркулюючій масі на виході з топки та втрат тепла з механічним недопалом, найкращим слід визнати варіант VI, другим за цими показниками – варіант III. У цих варіантах площа перерізу КШ близька (5,4 і 5,2 м²), площа перерізу ЗП – однакова (3,42 м²), концентрація вуглецю в КШ близька до отриманої при дослідному спалюванні і не перевищує 0,35%. З іншого боку, при конструюванні КШ-котлоагрегата за варіантом VI можуть виникнути складності, пов'язані як із заляганням великих частинок на безпровальній решітці, так і з розташуванням теплосприймаючих поверхонь котла для компенсації зниженого теплосприйняття випарних екранів ЗП.

4.2.2 Аналіз динаміки вигорання коксових частинок

Система диференціальних рівнянь збереження маси та енергії, що описує горіння коксової частки в КШ, має вигляд:

$$\frac{d\delta_C}{d\theta} = -\frac{2M_C C_{O_2,m}}{\rho_C} \frac{k_{C+O_2} S}{(k_{C+O_2} + S)}, \quad (4.44)$$

$$\frac{d(c_C t_C \delta_C^3)}{d\theta} = \frac{6\delta_C^2 C_{O_2,m} Q}{\rho_C} \frac{k_{C+O_2} S}{(k_{C+O_2} + S)} - 6(\alpha_{\text{cond}} + \alpha_{\text{rad}})(t_C - t_{g,b}) \frac{\delta_C^2}{\rho_C}, \quad (4.45)$$

де c_C – теплоємність коксової частки; θ – час; величини k_{C+O_2} , $C_{O_2,m}$, S , α_{cond} , α_{rad} знаходяться з використанням виразів з [5, 6].

На основі системи рівнянь з урахуванням викладок для зони КШ розроблено алгоритм та програму для розрахунку вигорання коксових частинок палива в КШ. При розрахунку використовувалися значення $k_0(\delta_{C0})$, експериментально одержані в ІТЕТ НАН України [133, 136].

Розрахунок проведено для двох випадків, що відповідають варіантам III і VI із [132]. Для обох варіантів прийнято:

- кінематична в'язкість газу $\eta_g = 0,000136$ м²/с;
- середня густина газу в КШ $\rho_{g,m} = 0,325$ кг/м³;

- густина коксових частинок $\rho_c = 1190 \text{ кг/м}^3$;
- критерій Прандтля $Pr_g = 0,56$;
- коефіцієнт дифузії кисню у газову суміш $D_{O_2 \rightarrow \text{см}} = 0,00021 \text{ м}^2/\text{с}$;
- енергія активації $E_a = 114000 \text{ кДж/кмоль}$;
- коефіцієнт теплопровідності газу $\lambda_g = 9,58 \cdot 10^{-5} \text{ кДж / (см} \cdot \text{К)}$;
- тепловий ефект реакції $Q = 395000 \text{ кДж/кмоль}$;
- середня концентрація кисню у шарі $C_{O_2, \text{м}} = 0,00168 \text{ кмоль/м}^3$;
- температура газів у КШ $t_{g, b} = 850^\circ\text{C}$;
- температура коксової частки на вході до КШ $t_{c0} = 30^\circ\text{C}$.

Початкові дані, які варіюються для різних варіантів, приведені у табл. 4.3. Результати розрахунку змін температури та діаметра частинок приведені на рис. 4.5 і 4.6.

Таблиця 4.3. – Початкові дані для розрахунку

Найменування	Позначення	Варіанти розрахунку [6]	
		III	VI
Початковий діаметр коксової частки на вході до КШ, мм	δ_{c01}	2	7
	δ_{c02}	5	10
	δ_{c03}	7	13
Швидкість газу в КШ, м/с	$u_{g, b}$	1,373	1,494
Еквівалентний діаметр частинок у КШ, м	$\delta_{ek, b}$	$7,3 \cdot 10^{-4}$	$7,8 \cdot 10^{-4}$
Еквівалентна густина частинок КШ, кг/м^3	$\rho_{p, ek}$	1452	1444

Результати розрахунку показують, що у вузькому часовому інтервалі ($0 < \theta < 10 \text{ с}$) відбувається різке зростання температури t_c через конвективний і радіаційний теплообмін між частинкою і шаром), причому дрібні частинки прогріваються значно швидше, ніж великі (рис. 4.5).

Розрахунки показують, що умови мінімального псевдозрідження для частинок розміром 7 і 13 мм задовольняються при швидкості газу КШ починаючи з 2,3 і 3,7 м/с, відповідно.

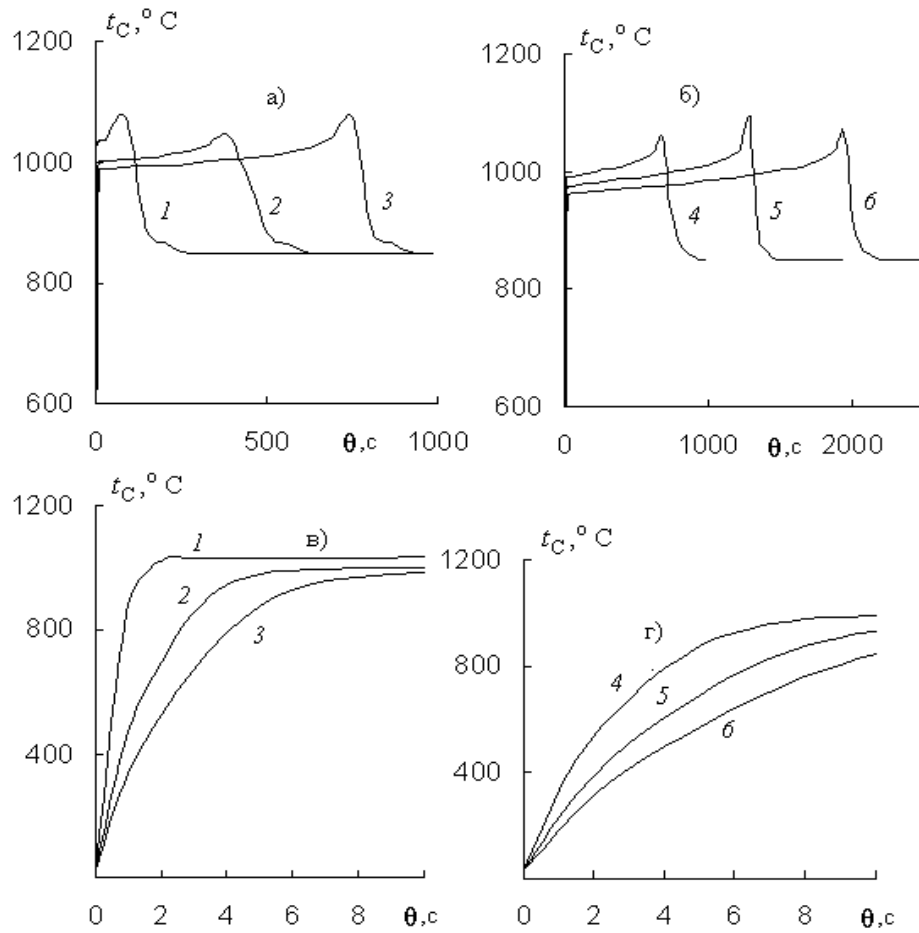


Рис. 4.5. Зміна температури коксових частинок t_c донецького вугілля ДГ у процесі вигорання в КШ: а, в – варіант III, б, г – варіант VI; початковий діаметр частинок: 1 – 2 мм; 2 – 5 мм; 3 – 7 мм; 4 – 7 мм; 5 – 10 мм; 6 – 13 мм.

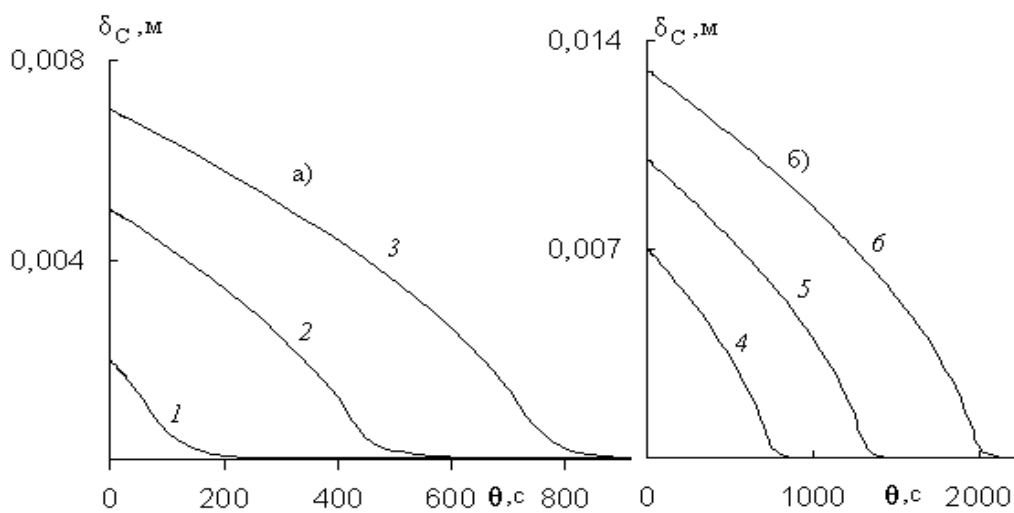


Рис. 4.6. Зміна діаметра коксових частинок δ_c донецького вугілля ДГ в процесі вигорання в КШ: а, в – варіант III, б, г – варіант VI; початковий діаметр частинок: 1 – 2 мм; 2 – 5 мм; 3 – 7 мм; 4 – 7 мм; 5 – 10 мм; 6 – 13 мм

Забезпечити ці умови при збереженні розрахункової швидкості у верхній частині КШ ([133], табл. Д5) можна, виконавши нижню частину камери топки у вигляді перевернутої зрізаної піраміди з площею поду 3,1 і 2,0 м², відповідно. Результати чисельних досліджень аеродинаміки, процесів тепломасобміну і горіння та динаміки вигорання коксових частинок дають необхідні дані для вибору габаритів топки, розподілу витрати повітря та теплосприйняття по зонах КШ-котлоагрегату паропродуктивністю 10 т/год. Ці дані за результатами [135, 136] зведено таблицю 4.4. Для обох варіантів розрахунку прийнято витрату 1650 кг/год вугілля марки ДГ з вологістю $W^r=8,0\%$, зольністю $A^r= 40,44\%$. Зони ПЗ та ЗП об'єднані у надшаровий простір (НП).

Таблиця 4.4 – Результати чисельних досліджень аеродинаміки, процесів тепломасобміну і горіння та динаміки вигорання коксових частинок

Зона	Найменування	Позначення	Варіанти розрахунку [2]	
			III	VI
КШ	Витрата повітря під решітку, кг/год	$B_{air,b}$	8166	9254
	Висота шару в робочому стані, м	H_b	1,0	1,0
	Площа перерізу решітки, м ²	f_{b^0}	3,1	2,0
	Площа перерізу КШ, м ²	f_b	5,2	5,4
	Швидкість газу в КШ, м/с	u_{gb}	1,37	1,49
	Тепло, сприйняте екранами, МВт	$Q_{екр,b}$	888,9	1111,1
	Теплосприймаюча поверхня екранів, м ²	$f_{екр,b}$	4,0	5,0
НП	Площа перерізу ЗП, м ²	$f_{зп}$	3,4	3,4
	Променистий тепловий потік, сприйнятий екранами, МВт	$Q_{екр,зп}$	2805,6	2483,3
	Сумарна витрата повітря, що вноситься в ПЗ, кг/год	$B_{air,пз}$	4757	4184
	Швидкість газу на вході ЗП, м/с	$u_{г,зп0}$	3,95	4,16
	Сумарна витрата газу на виході, кг/год.	$B_{г,зп,e}$	13911	14426
	Швидкість газу на виході ЗП, м/с	$u_{г,зп,e}$	3,20	3,34
	Витрата рециркулюючої маси, кг/год	$B_{рец}$	3535	3444
	Температура золових частинок на виході, °С	$t_{ash,зп,e}$	794	795

З аналізу даних табл. 4.4, зокрема, з міркувань зниження конусності КШ та збільшення теплосприйняття випарних екранів ЗП, вибрано параметри топки, близькі до варіанта III (крупність вугілля – 0-7 мм). Крім того, для вибору основних схемних рішень котла необхідне врахування таких міркувань.

Зокрема, для компоновання поверхонь нагріву котлів з рециркуляцією коксозольних частинок важливо визначити залежність їхньої швидкості в зоні пневмотранспорту та необхідного часу для повного вигорання від розміру частинок. З цим параметром пов'язана кратність циркуляції коксозольних частинок за контуром КШ – НП – конвективна шахта – циклон – КШ.

Частинки з розміром менше 0,04 мм виносяться зі швидкістю, порівнянною зі швидкістю газоподібних продуктів згоряння, тому час їх перебування в НП мало. З іншого боку, необхідний час їх вигорання також невелика, тому перед входом в конвективні поверхні нагрівання відбувається повне вигорання цих частинок. Для частинок з розмірами більше 0,06 мм час перебування в зоні високих температур НП, що примикає до ПЗ, менше часу, необхідного для повного вигорання. Різниця між часом вигорання та часом перебування в НП котла в залежності від розміру частинок дозволяє оцінити необхідну кількість циклів рециркуляції коксозольної маси. Розрахунки показують, що конструкції котла необхідно передбачити можливість здійснення кратності циркуляції коксозольних частинок від 5-6 до 10.

У [133] наведено оптимальні значення надлишків повітря, що подається в КШ і НП, по концентрації вуглецю в рециркулюючій масі (для варіанту III $\alpha_{air,b}=1,9$; $\alpha_{air,ns}=1$). Однак оскільки при зміні складу палива ці співвідношення можуть змінюватися, основним способом зменшення механічного недопалу у виносення буде збільшення ступеня рециркуляції, тому слід передбачити можливість регулювання витрати первинного та вторинного повітря в широких межах. Вторинне повітря, що подається в зону пневмотранспорту, дозволить організувати активний вихровий рух топкових

газів, що додатково сприятиме підвищенню ефективності згоряння палива.

Компонування конвективних поверхонь нагріву котла пов'язане з визначенням оптимальної температури коксозольної маси, що повертається в КШ. Оптимальним з погляду недопущення розхолодження частинок є діапазон 350-400 °С [133]. З точки зору компонування котла, такі температури газового тракту дозволяють розмістити циклон перед економайзером.

При компонуванні поверхонь нагріву прийнято такі рішення:

- газоцільне виконання котла з використанням суцільнозварних панелей;
- розширення перерізу топки у верхній частині КШ та у перехідній зоні, що сприяє поверненню великих частинок у шар та зменшенню виносу дрібних частинок;
- збільшення висоти зони пневмотранспорту топки зі зменшенням її перерізу;
- компонування випарних поверхонь нагріву в зімкнутому газоході;
- спорудження економайзера, циклона та повітропідігрівника котла окремими блоками.

За результатами виконаних розрахунків було виконано робочий проєкт котла низькотемпературного киплячого шару E10/1,6 на насиченій парі з витратою вугілля 1,65 т/год (рис. 4.7).

В котлі повітророзподільна решітка виконується виконана з коридорно розташованими спеціальними ковпачками, що дозволяють перемішувати паливо та золу в шарі у поперечному напрямку. Решітка площею 4 м² забезпечена пристроями шлюзового зливу золи з системою охолодження та коробами подачі первинного повітря від високонапірного вентилятора.

Система розпалювання котла – комбінована. Перед розпалюванням на повітророзподільну решітку завантажується стартовий інертний матеріал, його розігрів здійснюється гарячими газами, що подаються під решітку, що утворюються при згорянні рідкого палива в розпалювальній камері.

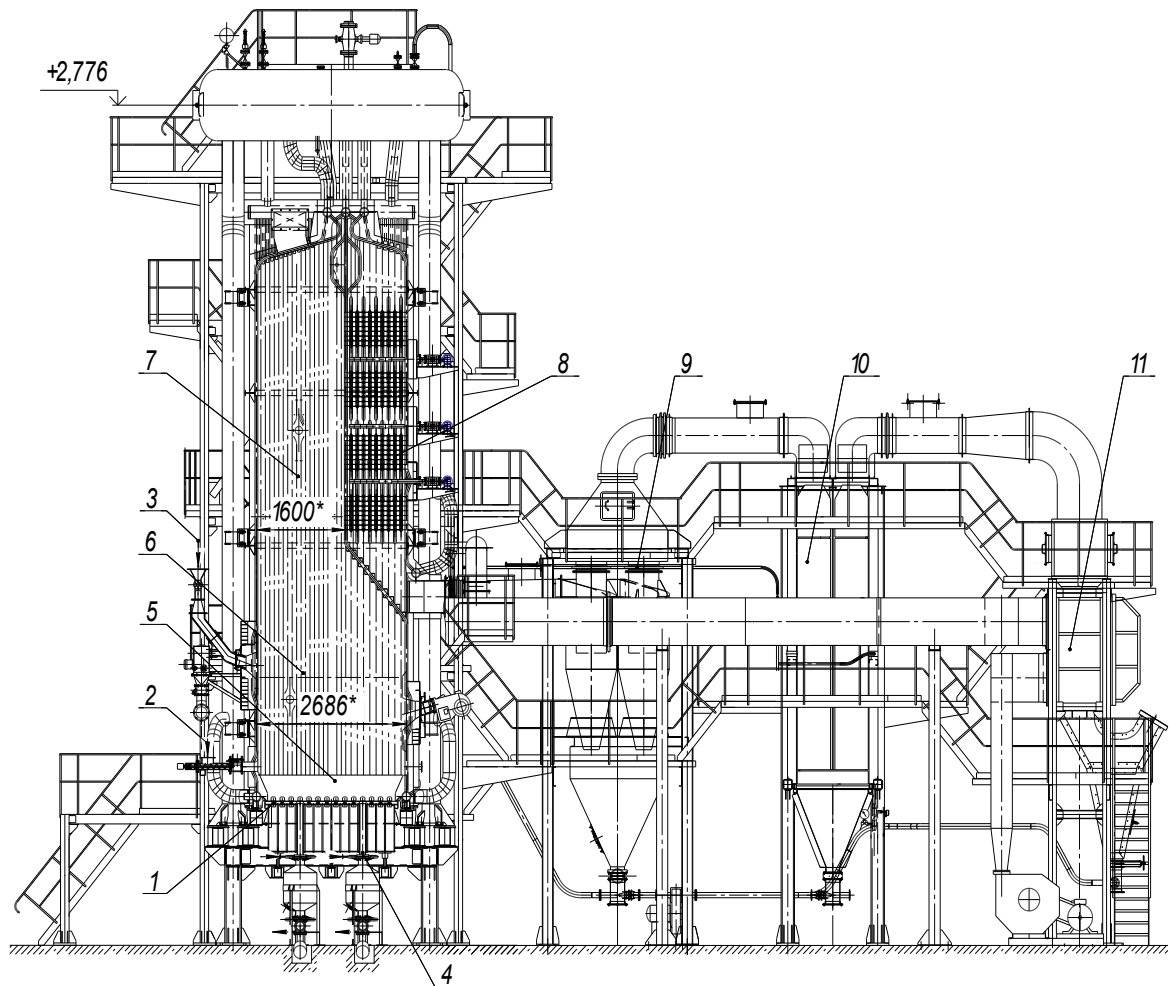


Рис. 4.7. Загальне компонування КШ-котлоагрегату паропроductивністю 10 т/год:
 1 – ковпачкова решітка, 2 – подача в КШ (для інертного матеріалу та низькорекційного вугілля), 3 – подача палива в перехідну зону, 4 – система зливу золи, 5 – киплячий шар;
 6 – перехідна зона, 7 – зона пневмотранспорту, 8 – конвективні випарні поверхні, 9 – циклон, 10 – водяний економайзер, 11 – повітропідігрівник

Потім включається пристрій для прямого запалення основного палива – надшаровий пальник, і подається вугілля в ПЗ.

Топковий процес організований таким чином, що вихід та горіння летких відбуваються, головним чином, у перехідній зоні, коксу – у киплячому шарі та зоні пневмотранспорту.

Уловлені в циклоні частинки системою повітряних ежекторів повертаються в КШ з концентрацією до 20 кг/кг, замикаючи контур рециркуляції зниження втрат з механічним недопалом. Подача палива комбінована, вона може здійснюватися як за допомогою пневмомеханічних закидачів у ПЗ для палив з високим виходом летких, так і безпосередньо в КШ напірним шнеком під час спалювання низько-реакційних палив. Що стосується компонування поверхонь нагріву, то економайзер винесено за циклон.

Таким чином, розроблений проєкт котельної установки не тільки задовольняє результати розрахунку за варіантом III, а й забезпечує регулювання режимів із запасом щодо зміни складу палива.

4.3 Методика розрахунку котла циркулюючого киплячого шару

В п. 4.1 показано непридатність нормативного методу розрахунку пиловугільних котельних агрегатів [132] для розрахунку топки котла з киплячим шаром, що пов'язано з істотно відмінними від пиловугільних топок рівнями, температур, концентрацій та розмірами частинок палива, вкладом кондуктивної та конвективної складових теплообміну тощо, а відомі моделі горіння частинок в киплячому шарі, які побудовані на рівняннях для функції розподілу частинок по концентрації вуглецю, часто призводять до занижених густин коксозольних частинок шарі. Тому було запропоновано напівемпіричну інженерну методику розрахунку котлоагрегату КШ, яка базується експериментальних даних про густину та гранулометричний склад матеріалу шару [133].

Оскільки котли циркулюючого киплячого шару мають широке впровадження в енергетиці світу, то для котлобудування актуальною є задача розроблення інженерної методики розрахунку топки котла циркулюючого киплячого шару, про що і буде мова в даному пункті.

Основним елементом котла ЦКШ є топка, в нижній частині якої знаходиться киплячий шар, а у верхній – надшаровий простір, який умовно поділяється на перехідну зону та зону пневмотранспорту, як і у випадку котла киплячого шару (п. 4.2).

В центральній області (ядрі потоку) реалізується висхідний рух газодисперсного потоку зі змінною витратою дисперсної фази по висоті НП, а в периферійній області формується низхідний щільний потік частинок (кільцевій зоні). В зоні пневмотранспорту усі частинки рухаються вгору [137,138]. Головними відмінностями котла ЦКШ є вища швидкість газодисперсного потоку в киплячому шарі (практично вдвічі вища, ніж для котла КШ), яка досягається конструктивно застосуванням воронки для зони киплячого шару, три рівня подачі повітря для горіння, великою густиною дисперсної фази в зоні пневмотранспорту та високим ступенем рециркуляції твердої фази з використанням гарячого циклону.

На рис. 4.8. приведена спрощена схема топки ЦКШ-котлоагрегату за технологією Лургі (Lurgi) [138]. Нижня частина топкової камери 9 виконана у вигляді 2 симетричних воронок, в яких розташовано киплячий шар. Панелі бокових, заднього та фронтального екранів виготовлені суцільнозварними, газощільними з плавникових труб.

Настінні екрани, які огорожують воронки, торкретовані шаром товщиною 50 мм для захисту від ерозійного зносу. На виході з топки газодисперсний потік поділяється на 4 потоки, кожен з яких направляється в свій гарячий циклон 11, де відбувається сепарація газу і частинок.

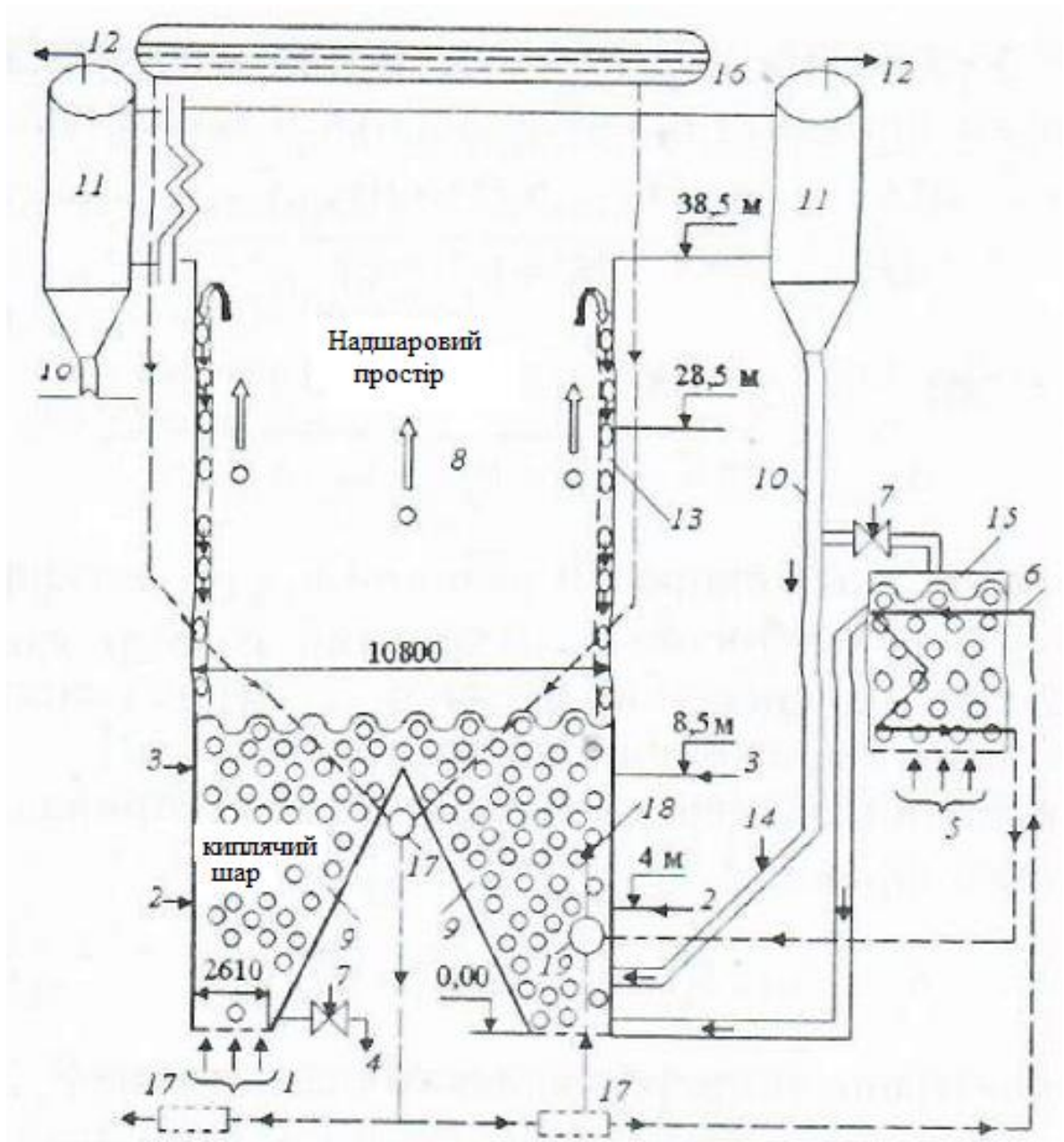


Рис. 4.8 – Схема топки ЦКШ-котлоагрегату типу Лургі для спалювання вугілля:
 1 – подача первинного повітря; 2 – подача вторинного повітря; 3 – подача третинного повітря; 4 – вихід зливної золи; 5 – подача повітря під решітку ТОКШ; 6 – випарні поверхні; 7 – регулювальний клапан; 8 – ядро потоку; 9 – киплячий шар; 10 – опускний стояк; 11 – циклон; 12 – гази, що прямують в конвективну шахту; 13 – кільцева зона; 14 – подача палива; 15 – ТОКШ; 16 – барабан; 17 – роздавальний колектор; 18 – пароводяна суміш, що прямує в барабан; 19 – збиральний колектор

Рециркулююча маса, яка надходить в 4 опускних стояки, розділяється в кожному з них на 2 потоки: перший прямує в топку, а другий – в теплообмінник киплячого шару (ТОКШ) 15, в якому відбувається охолодження твердої фази, а після нього тверді частинки з температурою близько 700 °С направляються в нижню частину топки киплячого шару.

В ТОКШ розташовані випарні поверхні нагріву, які включені в тракт природної циркуляції пароводяної суміші. Живильна вода з роздавальних колекторів 17 надходить в теплообмінники, де відбувається її часткове випарування за рахунок кондуктивно-конвективного і радіаційного теплообміну між рециркулюючою масою та випарним середовищем. Дана пароводяна суміш направляється в збиральні колектори 19, де відбувається перемішування її з висхідним потоком середовищі, який проходить через нижні екрани топки, після чого двохфазний потік проходить випарні екрани надшарового простору і вводиться в барабан 16.

Для регулювання параметрів робочого процесу в ЦКШ передбачено роздільну подачу повітря. Первинне повітря 1 (49% від загальної витрати повітря B_{air}) подається під перфоровану решітку, вторинне повітря 2 (25,5% від B_{air}) подається на відмітці топки 4 м, третинне повітря 3 (25,5% від B_{air}) подається на відмітці топки 8,5 м. Подавання вугілля 14 здійснюється через тракт повернення.

Запропонована методика розрахунку базується, в основному, на тих же гіпотезах і умовах, що використані в статті для топки киплячого шару [132]:

- 1) процес стаціонарний;
- 2) у КШ тверда фаза розподілена рівномірно по поперечному перерізу, і для неї реалізується модель ідеального перемішування, а газ рухається в режимі ідеального витіснення;
- 3) стехіометрична схема реакцій в КШ включає одну гетерогенну реакцію $C + O_2 = CO_2$, горіння протікає на поверхні коксозольних частинок;

- 4) дисперсна фаза КШ включає в себе M фракцій коксозольних частинок, розподіл їх масових часток відповідають вихідному паливу. Концентрація вуглецю в частинці середня по всьому об'єму КШ;
- 5) дисперсна фаза в НП складається з полідисперсних сферичних частинок діаметром $\delta_{\text{нпi}}$ (на відміну від [5] – коксозольних);
- 6) витрата і концентрація частинок в ядрі потоку експоненціально зменшуються починаючи від верхньої межі КШ по висоті НП ([140-142]).

Переріз кільцевої зони у великомасштабних установках з ЦКШ становить менше 2% від поперечного перерізу НП, а процеси тепломасообміну і горіння протікають в основному в ядрі потоку. Така аеродинамічна структура полідисперсного потоку властива в основному великомасштабним промисловим ЦКШ-котлоагрегатам, в яких концентрація твердої фази не перевищує 1%, а перепад тиску $P_{\text{НП}} = 1000-2000$ Па. Тому в даній методиці впливом пристінкової області в НП можна знехтувати.

4.3.1 Методика розрахунку киплячого шару для котла ЦКШ

Рівняння теплового балансу КШ може бути записане у вигляді

$$B_{\text{угл}} c_{\text{угл}} t_{\text{угл}} + (B_{\text{airI}} + B_{\text{airII}}) c_{\text{air}} t_{\text{air}} + \Delta B_{O_2} Q / M_{O_2} + B_{\text{рец}} c_{\text{рец0}} t_{\text{рец0}} (1 - A_{\text{toks}}) +$$

$$+ B_{\text{рец}} c_{\text{toks,e}} t_{\text{toks,e}} A_{\text{toks}} = B_{\text{g,b,e}} c_{\text{g,b,e}} t_b + B_{\text{рец}} c_{\text{p,b}} t_{\text{p,b}} + \frac{B_{\text{slag}} c_{\text{p,b}} t_{\text{p,b}}}{1 - C_c} + Q_{\text{экp,b}} \quad (4.46)$$

де теплосприйняття настінних екранів, що огорожують КШ, знаходиться за формулою:

$$Q_{\text{экp,b}} = 3600 K_{\text{тепл}} f_{\text{экp,b}} (t_b - t_{\text{wat}}) \quad (4.47)$$

коефіцієнт теплопередачі $K_{\text{тепл}}$ визначається з виразу [16]

$$K_{\text{тепл}} = \frac{1}{\frac{1}{(\alpha_{\text{rad,экp}} + \alpha_{\text{cond,экp}})} + \frac{\delta_{\text{iz}}}{\lambda_{\text{iz}}} + \frac{\delta_{\text{tr}}}{\lambda_{\text{tr}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{wat}}}} \quad (4.48)$$

$$\lambda_{iz} = (0,84 + 0,0006 \cdot t_{iz})/10^3$$

коефіцієнт променевого теплообміну $\alpha_{\text{rad,экp}}$ між КШ і торкретованою екранною поверхнею обчислюється як

$$\alpha_{\text{rad,экp}} = \frac{\sigma_0 [(t_b + 273)^4 - (t_{iz} + 273)^4]}{\left[\frac{1}{a_b} + \frac{1}{a_{iz}} - 1 \right] (t_b - t_{iz})} \quad (4.49)$$

а температура внутрішньої поверхні шару торкрету t_{iz} знаходиться з виразу

$$t_{iz} = t_b - \frac{Q_{\text{экp,b}}}{3600 f_{\text{экp,b}} (\alpha_{\text{rad,экp}} + \alpha_{\text{cond,экp}})} \quad (4.50)$$

де B_{airI} , B_{airII} – витрати первинного та вторинного повітря; A_{toks} – частка рециркулюючої маси, що проходить через ТОКШ; $c_{\text{toks,e}}$, $t_{\text{toks,e}}$ – теплоємність і температура дисперсної фази на виході з ТОКШ; t_{wat} – температура пароводяної суміші; δ_{iz} , δ_{tr} – товщини шарів торкрету і стінки екранної труби; $\alpha_{\text{cond,экp}}$ – коефіцієнт кондуктивно-конвективного теплообміну між КШ і настінним екраном; λ_{iz} , λ_{tr} – коефіцієнти теплопровідності торкрету і стінки екранної труби; α_{wat} – коефіцієнти тепловіддачі від внутрішньої поверхні труби до пароводяної суміші; a_{iz} – ступінь чорноти шару торкрету.

Величина коефіцієнта кондуктивно-конвективного теплообміну знаходиться з виразу [143, 146]:

$$\alpha_{\text{condi}} = \frac{\lambda_g \text{Nu}_i}{\delta_{\text{ek,b}}}$$

Рівняння нерозривності для кисню та діоксиду вуглецю у вигляді

$$\frac{dB_{\text{O}_2,b}}{dz} = - \sum_{i=1}^{M_b} \frac{6k_{\text{C+O}_2,i} S_i (1 - \epsilon) B_{\text{O}_2,b} C_C Z_{pi}}{(S_i + k_{\text{C+O}_2,i}) u_{g,b} \delta_{m,bi}}; \quad (4.51)$$

$$\frac{dB_{\text{CO}_2, \text{b}}}{dz} = \sum_{i=1}^{M_b} \frac{33k_{\text{C}+\text{O}_2, i} S_i (1 - \epsilon) B_{\text{O}_2, \text{b}} C_{\text{C}} Z_{\text{pi}}}{4(S_i + k_{\text{C}+\text{O}_2, i}) u_{\text{g}, \text{b}} \delta_{\text{m}, \text{bi}}}$$

де константа швидкості реакції $k_{\text{C}+\text{O}_2, i}$, коефіцієнт масообміну S_i і середній розмір вузької фракції дисперсної фази $\delta_{\text{m}, \text{bi}}$ визначаються за виразами, приведеними в [128], а саме:

середній розмір дисперсної фази, що належить фракції $\delta_{\text{m}, \text{bi}} \in \{\delta_{\text{bi}}^*, \delta_{\text{bi}}^{**}\}$ [132]:

$$\delta_{\text{m}, \text{bi}} = 3 \sqrt{\frac{2\delta_{\text{bi}}^{*2} \delta_{\text{bi}}^{**2}}{\delta_{\text{bi}}^* + \delta_{\text{bi}}^{**}}} \quad (4.52)$$

коефіцієнт дифузійного масообміну S_i [131]:

$$S_i = \frac{D_{\text{O}_2 \rightarrow \text{см}} \text{Nu}_{\text{Di}}}{\delta_{\text{m}, \text{bi}}} \quad (4.53)$$

константа швидкості реакції $k_{\text{C}+\text{O}_2}$ [130, 135, 136]:

$$k_{\text{C}+\text{O}_2, i} = k_{0i} \exp\left[-E_a / (R_g (t_{\text{p}, \text{bi}} + 273))\right] \quad (4.54)$$

Сумарна витрата газу $B_{\text{g}, \text{b}}$, його швидкість $u_{\text{g}, \text{b}}$, критерій Рейнольдса Re_b і порозність шару ϵ в кожному перерізі шару обчислюються за такими виразами:

$$\begin{aligned} B_{\text{g}, \text{b}} &= B_{\text{O}_2, \text{b}} + B_{\text{CO}_2, \text{b}} + B_{\text{N}_2, \text{b}}; \\ u_{\text{g}, \text{b}} &= \frac{B_{\text{g}, \text{b}}}{3600 \rho_{\text{g}, \text{b}} f_{\text{b}}}; \\ \text{Re}_b &= \frac{u_{\text{g}, \text{b}} \delta_{\text{ek}, \text{b}}}{\eta_{\text{g}}}; \end{aligned} \quad (4.55)$$

$$\epsilon = \left[\frac{Re_b (18 + 0,186 Re_b + 0,61 \sqrt{0,093 Re_b^2 + 18 Re_b})}{Ar_b} \right]^{0,21}$$

де рівняння для ϵ одержано на основі перетворення формули Тодеса. Маса шару m_b і перепад тиску за висотою КШ ΔP_b визначаються за формулами:

$$m_b = \int_0^{H_b} Y_z dz; Y_z = \frac{1}{3}(1 - \varepsilon)\rho_p(f_{b0} + \sqrt{f_{b0}f_b} + f_b);$$

$$\Delta P_b = 3 \int_0^{H_b} \frac{gY_z}{(f_{b0} + \sqrt{f_{b0}f_b} + f_b)} dz \quad (4.56)$$

де зміна перерізу КШ повздовж координати z знаходиться з виразів:

$$f_b = H_0 H_1 (H_{b0} + z) / H_{b0}; H_\Sigma = H_e H_b / (H_e - H_0); H_{b0} = H_\Sigma - H_b \quad (4.57)$$

Тут Y_z – коефіцієнт; f_{b0} – переріз КШ при $z = 0$; H_b – висота КШ в робочому стані; H_e – ширина воронки на відмітці $z = 8,5$ м; H_0 – ширина воронки на відмітці $z = 0$; H_1 – глибина воронки; H_{b0} , H_Σ – геометричні параметри.

4.3.2 Результати розрахунків котла ЦКШ

На основі представленої системи рівнянь (4.46)–(4.57), (4.58)–(4.61) розроблено програму, за допомогою якої проведено розрахунки робочого процесу в топковій камері ЦКШ-котла.

В таблиці Д7 Додатків приведено початкові дані для 3 варіантів розрахунків, які відрізняються перепадом тиску за високою надшарового простору $\Delta P_{\text{нп}}$, Па, та діаметрами коксозольних частинок в НП $\delta_{\text{нп}}$, мм.

Результати розрахунків для варіантів I–III представлений у табл. Д8 Додатків 2 і показані на рисунках 4.9–4.10.

На рис. 4.9. показані розрахункові значення залежностей $B_{O_2}(z)$ і $B_{CO_2}(z)$, які отримані з використанням рівнянь (4.51) з урахуванням введення вторинного повітря на позначці $z = 4$ м. В КШ згоряє 47,8% від усього теоретично необхі. На рис. 4.10 наведено розрахункові значення швидкості газу та порозності по висоті КШ. В інтервалі $0 < z < 4$ м (рис. 4.10, а)) функції $u_g(z)$ та $\varepsilon(z)$ зменшуються за рахунок розширення перерізу КШ. На позначці $z = 4$ м відбувається різке зростання величин $u_g(z)$ і $\varepsilon(z)$ через введення вторинного повітря. Далі ($4 \text{ м} < z < 8,5 \text{ м}$) швидкість газу та порозність шару зменшуються (рис. 4.10, б), що пов'язано зі збільшенням площі перерізу КШ f_b .

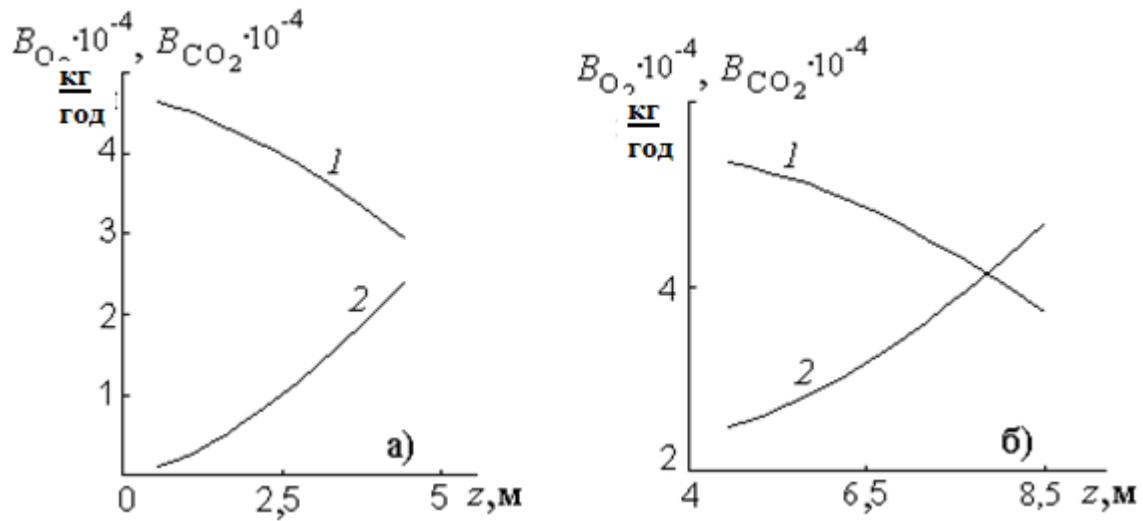


Рис. 4.9 – Розподіл витрат кисню та діоксиду вуглецю по висоті КШ (для однієї воронки) на відрізках $0 < z < 4$ м (а) і $4 < z < 8,5$ м (б): 1 – B_{O_2} ; 2 – B_{CO_2} (таблиця Д7).

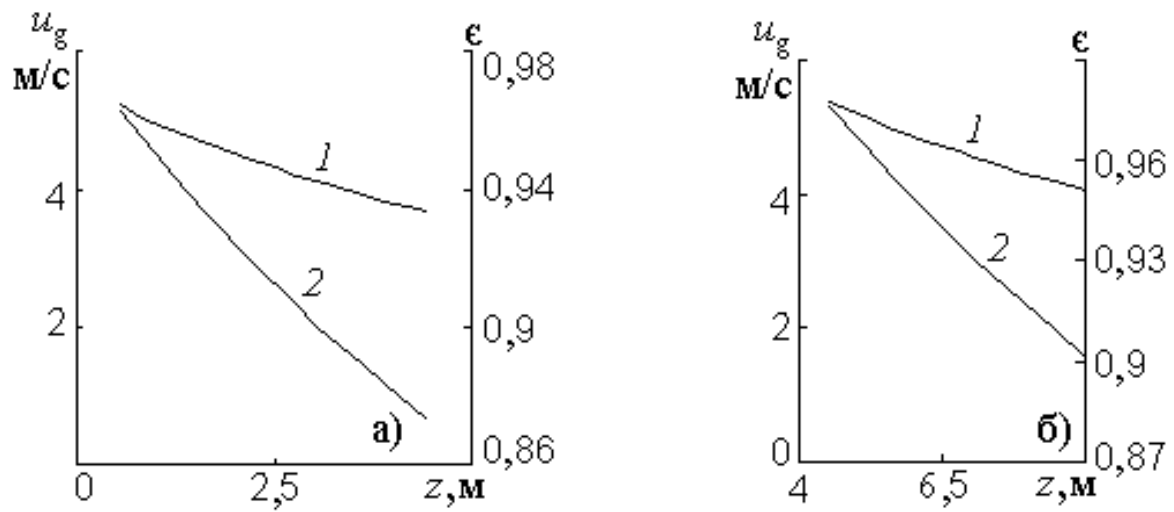


Рис. 4.10 – Розподіл швидкості несучого середовища (u_g) і порозності шару (ϵ) по висоті КШ на відрізках $0 < z < 4$ м (а) і $4 < z < 8,5$ м (б): 1 – u_g ; 2 – ϵ (таблиця Д7).

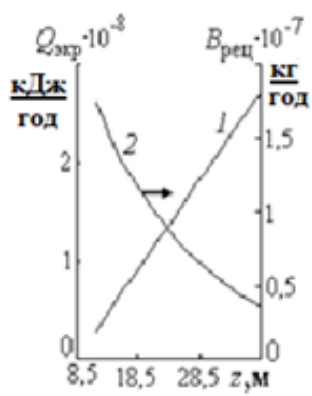
На рис. 4.11-4.14 представлені аеродинамічні, теплові та видаткові характеристики робочого процесу в НП топки ЦКШ котлоагрегату для трьох варіантів.

При збільшенні діаметра коксозольних частинок $\delta_{\text{нп}}$ від 0,15 мм (варіант I) до 0,25 мм (варіант II) теплосприйняття екранних поверхонь нагріву в НП зменшується на 25 % – з $2,72 \cdot 10^8$ кДж/год (75556 кВт) до $2,04 \cdot 10^8$ кДж/год (56667 кВт) – (криві 1 на рис. 4.11) за рахунок зниження температурного напору (криві 5 рис. 4.13) і сумарного коефіцієнта теплообміну між дисперсним потоком і екранними поверхнями НП (криві 8 на рис. 4.14), що негативно позначається на кратності циркуляції пароводяної суміші в циркуляційному контурі котла і, як наслідок, на швидкості руху пароводяної суміші у випарних теплообмінниках в ТОКШ.

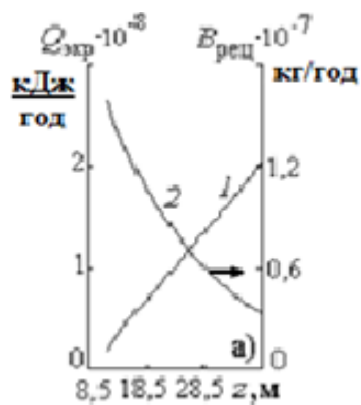
Можливо, таке зниження кратності циркуляції сприяє перегріву стінок труб у ТОКШ, що спостерігалось при пуско-налагоджувальних випробуваннях дної кількості кисню, що надходить у КШ.

Іншою відмінністю є те, що у варіанті I у топці витрачається 89,8 % від усієї кількості окисника, що надходить у реактор, а у II – 72,70 % (криві 4 на рис. 4.12). Таке різке зниження витрачання кисню в НП (за рахунок зменшення питомої поверхні коксозольних частинок) призводить до того, що у варіанті II 27,3% кисню надходить в гарячі циклони, що не охолоджуються, інтенсифікуючи горіння в них. Це сприяє підвищенню температури дисперсного потоку до 1100°C і вище, через що виникає небезпека розм'якшення золи та агломерації частинок у циклонах. Можливо, із цим фактором були пов'язані випадки забивання підциклонних стояків у пуско-налагоджувальних випробуваннях на котлі ЦКШ Старобешівській ТЕС.

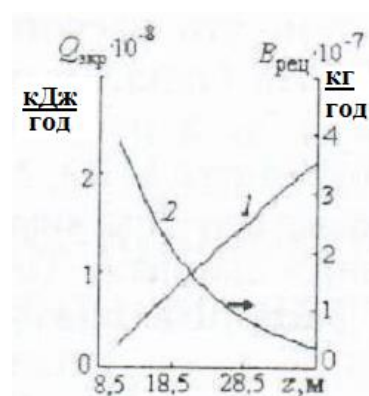
Одним із способів усунення небезпеки перегріву дисперсного потоку в циклонах є підвищення витрати рециркулюючої маси на вході в НП шляхом зростання коефіцієнта рециркуляції від $1,55 \cdot 10^4$ т/год (варіант II) до $4,1 \cdot 10^4$ т/год (варіант III) (криві 2 на рис. 4.11).



Варіант I

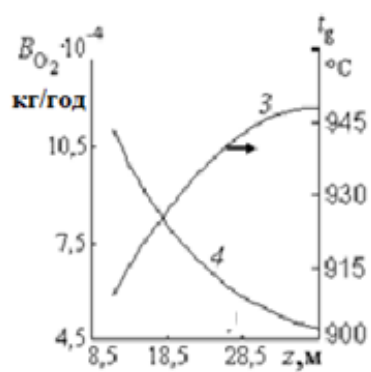


Варіант II

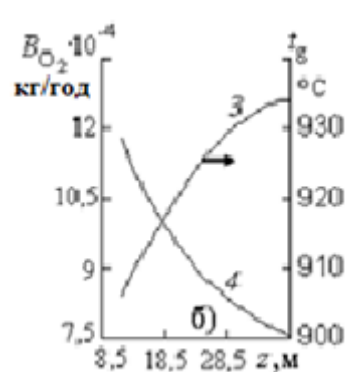


Варіант III

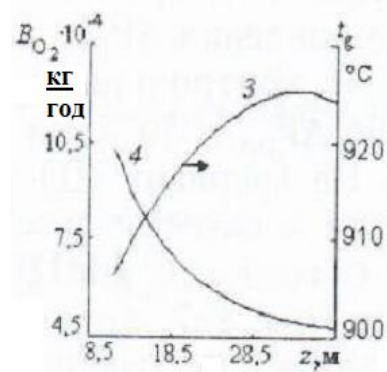
Рис. 4.11 – Розподіл теплосприйняття настінних екранів $Q_{\text{экp}}$ (1) і витрати рециркулюючої маси $B_{\text{реп}}$ (2)



Варіант I

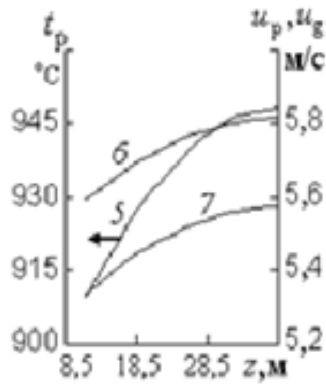


Варіант II

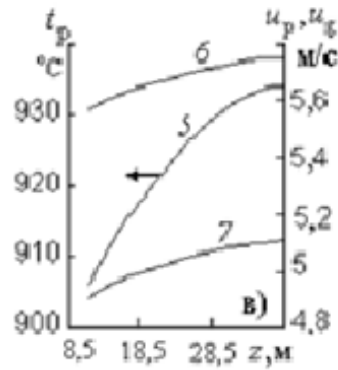


Варіант III

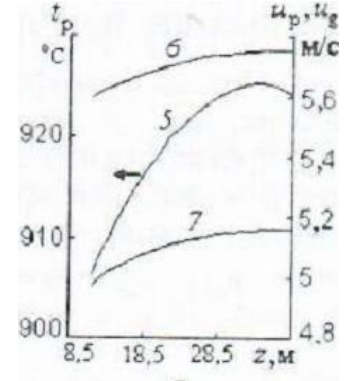
Рис. 4.12 – Розподіл температури газу t_g (3) і витрати кисню B_{O_2} (4)



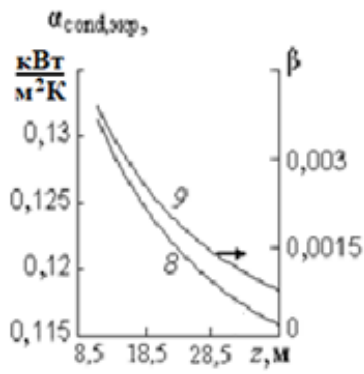
Варіант I



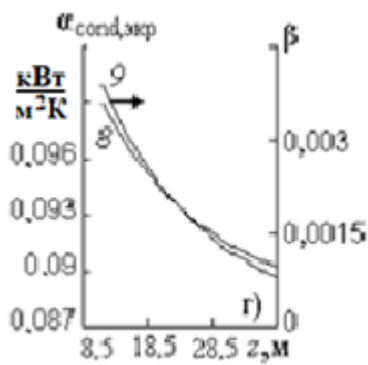
Варіант II



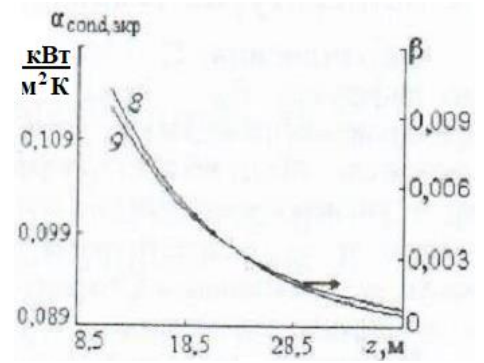
Варіант III

Рис. 4.13 – Розподіл температури частинок t_p (5) та швидкостей фаз u_g (6), u_p (7)

Варіант I



Варіант II



Варіант III

Рис. 4.14 – Розподіл коефіцієнта тепловіддачі від дисперсного потоку до стінки $\alpha_{cond,exp}$ (8)та об'ємної концентрації частинок β (9)

При такій організації процесу спалювання палива в НП теплосприйняття настінних екранів збільшується на 5% порівняно з варіантом II (криві 1 на рис. 4.11), оскільки зниження температурного напору (криві 5 на рис. 4.13) компенсується зростанням величини теплосприйняття (криві 8 на рис. 4.14).

З рівняння теплового балансу КШ (4.46) з використанням знайдених значень витрати рециркулюючої маси та температури дисперсної фази на виході з НП обчислювалася частка рециркулюючої маси, що проходить через ТОКШ, при якій $t_{g,b} = 900$ °C. У всіх трьох випадках $A_{\text{toks}} = 0,48$ (табл. Д8).

Розрахунки показують, що теплосприйняття торкретованих настінних екранів топки в районі КШ становить близько 12,4-16,5 % від тепла, сприйнятого настінними поверхнями НП (табл. Д8). Це при низькому значенні коефіцієнта теплопередачі $K_{\text{тепл}} = 0,026$ кВт/(м²·К) в порівнянні з сумарним коефіцієнтом теплообміну між КШ і обмурівкою $\alpha_{\Sigma, \text{экр}} = 0,574$ кВт/(м²·К). Різниця між теплом, що виділилося в КШ за рахунок горіння коксу та сприйнятим торкретованими настінними екранами, йде на нагрівання газу та рециркулюючого матеріалу, що проходить через ТОКШ.

Наведене у табл. Д7 значення $\Delta P_b = 10000$ Па носить характер контрольної величини, вона прийнята з тих міркувань, що за даними пуско-налагоджувальних випробувань ЦКШ-котлоагрегату Старобешівської ТЕС загальний перепад тиску по висоті топки $\Delta P_{\text{топки}} = 16000$ – 16800 Па, перепад тиску на газорозподільній решітці становить близько 5000 Па. Коректність виконаного розрахунку підтверджується тим, що розрахунковий перепад тиску в КШ $\Delta P_b = 9807$ Па (табл. Д8) відрізняється від фактичного на 2%, а розрахункові значення $\Delta P_{\text{ни}} = 1053$ Па (варіанти I, II), $\Delta P_{\text{ни}} = 1845$ Па (варіант III) відповідно ЦКС-котлоагрегату. Те саме можна сказати про температури газу та дисперсної фази на виході з НП, розрахункові значення яких (криві 3 на рис. 4.12 і криві 5 на рис. 4.13), ($t_g \approx t_p$) близькі до виміряних при випробуваннях температурах газів на виході з топки.

Розроблена методика була використана для розрахунку котла з циркулюючим киплячим шаром (ЦКШ) для кеку (рис. 4.15), який відрізняється від котла ЦКШ типу Лургі, схема якого приведена на рис. 4.8. Нижня частина камери згоряння котла КШ виконана у вигляді однієї пірамідальної воронки, в якій розташовується зона КШ. Коефіцієнт рециркуляції твердої фази для котла ЦКШ був $K_{\text{рец}} = 74$ [143]. Для регулювання параметрів робочого процесу в КШ передбачено роздільне введення повітря. Первинне повітря, у кількості 56,70 % від загальної витрати повітря, подається через перфоровану решітку, вторинне (16,70 %) – на позначці топки 2 м, третинне (26,6 % – 4 м). Аеродинамічна структура полідисперсного потоку, властива НП топки з ЦКШ, включає дві зони: ядро потоку (реакційну зону) і кільцеву зону КЗ. Паливо подається в ПЗ над верхньою межею КШ, де відбувається його прогрів, випарування вологи і вихід летких. Туди ж надходить третинне повітря, необхідне вигорання піролізних газів і дрібних фракцій кеку.

На рис. 4.15 наведено компоновку топки котлоагрегату з ЦКШ паропродуктивністю 75 т/год Е-75-6.5-500Д, призначеного для спалювання твердого високозольного палива типу кеку (продукту вуглезбагачення) [144]. Нижня частина камери згоряння виконана у вигляді пірамідальної воронки, в якій розташовується зона КШ. Панелі бічних, заднього і фронтального екранів топки виготовляються суцільнозварними, газощільними з плавникових труб. Настінні екрани, що захищають воронку, обмуровані, товщина обмурівки – 50 мм. На виході з топки газодисперсний потік поділяється на два потоки, кожен з яких направляється у свій гарячий циклон, де відбувається відділення газу від частинок. Рециркулююча маса, що надходить з циклонів в два опускні стояки, також розділяється на два потоки, один з яких вводиться в топку КШ, інший – в теплообмінник киплячого шару, де відбувається охолодження дисперсної фази, після чого вона з температурою 700 °С направляється в нижню частину КШ.

У теплообміннику киплячого шару розташовуються випарні поверхні нагрівання, які включені в тракт природної циркуляції пароводяного середовища. З роздавальних колекторів живильна вода надходить у випарні поверхні камери топки і виносного теплообмінника, в яких відбувається її часткове випаровування за рахунок кондуктивно-конвективного і променевого теплообміну між рециркулюючої масою і випарним середовищем, після чого пароводяна суміш вводиться в барабан котла.

4.4 Висновки до розділу 4

1. Розроблено напівемпіричну методику та програму розрахунку параметрів робочого процесу в топці котлоагрегату киплячого шару, яка включає зони киплячого шару, перехідної зони та зони пневмотранспорту. На основі розрахунків за методикою можна визначити габаритні розміри та розподіл теплосприйняття по зонах топки, що дозволяє вибрати оптимальну конструкцію котла.
2. Виконані числові дослідження показали адекватність наближення стосовно застосування однієї реакції повного горіння вуглецю до вуглекислого газу для зони киплячого шару.
3. Проведені числові дослідження показують, що організація оптимального режиму горіння в топці з КШ можлива за таких умов:
 - а) у КШ спалюється 85% фіксованого вуглецю вихідного палива при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha_{\text{air,b}} = 1,9$;
 - б) вторинне повітря, необхідне горіння летких речовин і 15 % $C_{\text{ф}}^r$, подається без надлишку $\alpha_{\text{air,пз}} = 1$.

При організації такого режиму горіння вугілля ДГ крупністю 0-13 мм концентрація вуглецю в рециркулюючій масі на виході топки становить 2,1%, а сумарні втрати тепла з механічним недопалом у топці – 0,32%.

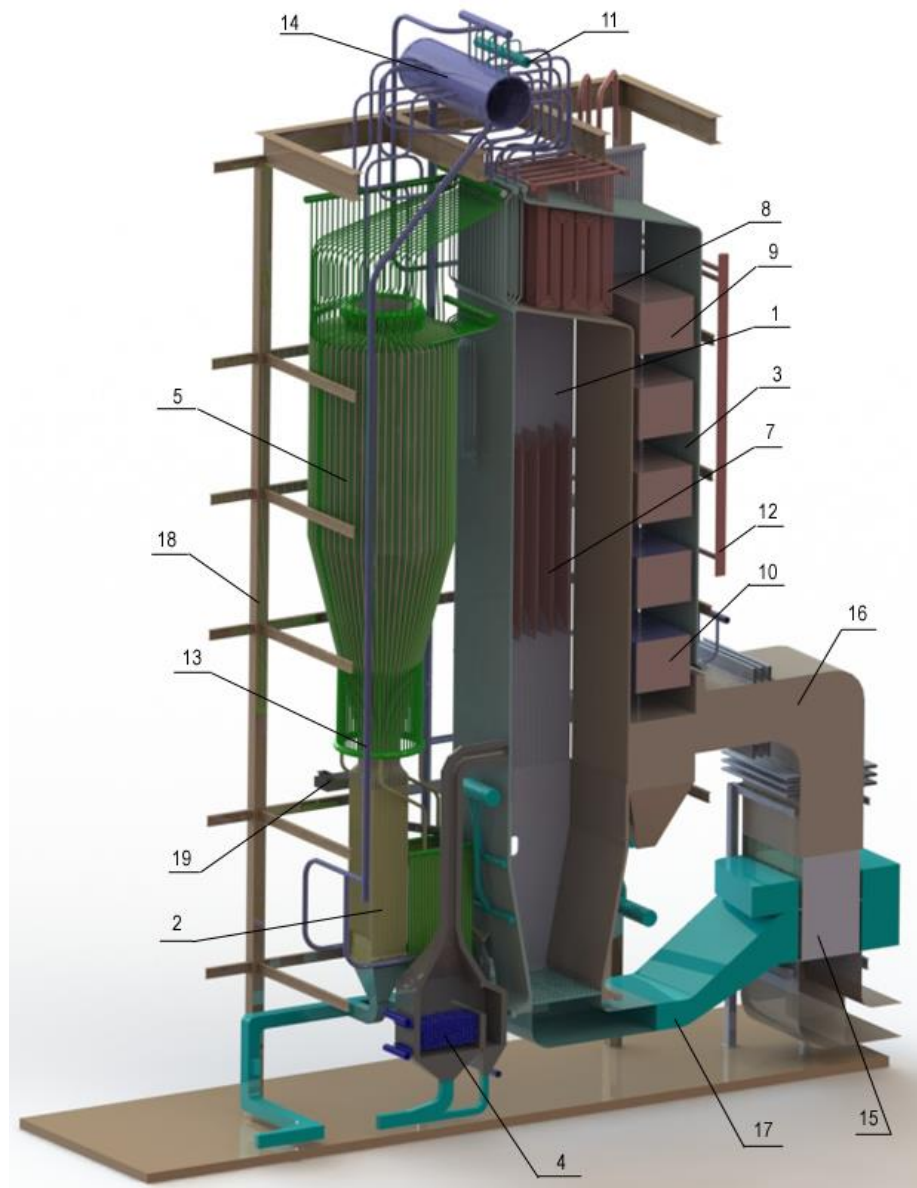


Рис. 4.15 – Компонування основних систем та вузлів ЦКШ-котлоагрегату Е-75-6.5-500Д:
 1 – панелі екранів топки; 2 – блок пневмозатвору; 3 – панелі екранів конвективної шахти;
 4 – теплообмінник киплячого шару; 5 – гарячий циклон; 6 – система золовидалення;
 7 – радіаційний ширмовий пароперегрівник; 8 – конвективний ширмовий
 пароперегрівник; 9 – конвективний пароперегрівник; 10 – економайзер; 11 – паро-
 охолоджувальник ; 12 – паро-охолоджувальник з вприском; 13 – трубопроводи у межах
 котла; 14 – барабан; 15 – повітропідігрівник; 16 – газоходи котла; 17 – повітропроводи
 котла; 18 – каркас котла; 19 – система паливоподачі.

Це підтверджено результатами експериментальних досліджень на пілотних установках киплячого шару в ІТЕТ НАН України. Запропоновано схему КШ-котлоагрегату з поверненням рециркулюючої маси, призначеного для спалювання високосольного вугілля. На підставі результатів багатоваріантного розрахунку розроблені основні схемні рішення та робочий проєкт з оптимальним компонованням поверхонь нагріву КШ-котлоагрегату паропроductивністю 10 т/год, з тиском пари 16 атм, температурою насичення 200 °С на високосольному вугіллі.

4. Методика розрахунку процесу вигорання великих коксових частинок в киплячому шарі дозволяє отримати детальну інформацію про найбільш важливі параметри частинки (діаметр, температуру, час перебування частки в КШ, швидкість витання, ступінь конверсії вуглецю, коефіцієнти кондуктивно-конвективного і променистого теплообміну тощо), необхідні при конструюванні топки котла.
5. Розроблено інженерну методику розрахунку топки ЦКШ-котлоагрегата, що описує процеси тепломасобміну по висоті зони КШ і зон НП. Коректність методики підтверджується відповідністю розрахункових значень перепадів тисків і температур в КШ та НП до величин, встановлених при пусконаладжувальних випробуваннях котла ЦКШ Старобешівської ТЕС.
6. Розрахунки показують, що теплосприйняття торкретованих настінних екранів топки в районі КШ становить близько 12,4-16,5 % від тепла, сприйнятого настінними поверхнями НП. Це підтверджує визначальну роль процесів тепло-масообміну в НП для топкового процесу в цілому.
7. Показано, що основними факторами, що зумовлюють відхилення від заданих параметрів робочого процесу, є розмір частинок та об'ємна концентрація рециркулюючого коксозольного матеріалу. При збільшенні діаметра частинок у НП від 0,15 до 0,25 мм теплосприйняття екранних поверхонь нагріву в НП знижується на 25%, а ступінь вигорання кисню в топці – від 90 до 73%.

8. Зменшення розміру циркулюючих частинок і збільшення маси рециркулюючого матеріалу здатні збільшити як теплосприйняття екранних поверхонь в НП, так і ступінь витрачання кисню. Регулювання розміру і витрати рециркулюючої маси шляхом зміни гранулометричного складу палива і додавання рециркулюючого матеріалу з витратного бункера подрібненої золи є найбільш ефективним способом зниження зазначених факторів ризику.
9. Розроблено технічний проєкт котла циркулюючого киплячого шару Е75/5.0-500Д для спалювання відходів вуглезбагачення (кеку), при розрахунку якого було використано оригінальну методику розрахунку котлів циркулюючого киплячого шару.

ВИСНОВКИ

1. Результати розрахунків на базі запропонованої методики розрахунку пиловугільного котла довели можливість забезпечення в діапазоні навантажень 40-100% температури димових газів після зони горіння вище температури затухання факелу, а температури частинок золи – нижче температури початку шлакування при сталих температурах пари.
2. Визначено оптимальні коефіцієнти рециркуляції димових газів та місце введення в топку газів рециркуляції для сталої роботи котла на мінімальних навантаженнях, що дозволить перерозподілити теплові потоки між пароперегрівниками первинної та вторинної пари і розширити діапазон регулювання потужності котла 40-100%. Визначено відношення радіаційного теплосприйняття ширмових пароперегрівників першого ступеня до другого ступеня 75:25 для забезпечення оптимальних температур середовища та стінок труб.
3. Розроблено концепцію та ескізний проєкт котла з твердим шлаковидаленням на супер-надкритичні параметри пари 28МПа/600°C/600°C в розмірах існуючої комірки вугільного котла з рідким шлаковидаленням для енергоблоку 300 МВт при очікуваному зниженні викидів оксидів азоту до 650 мг/нм³. Проведено оптимізацію застосування аустенітної сталі, що дозволило зменшити її частку в загальності металомісткості котла до 16%.
4. Застосування газифікатора щільного шару під тиском для пароповітряної газифікації волинського торфу дозволить замінити синтез-газом 20 % вугілля для котла з рідким шлаковидаленням, розширити діапазон регулювання навантаження до 60-100% та зменшити викиди золи і діоксиду сірки.

5. Створена в роботі модель газифікатора дозволяє визначити оптимальні розміри апарата та оптимальний ступінь збагачення повітря киснем та водяною парою для отримання синтез-газу потрібної якості.
6. Розроблена трьохзонна методика розрахунку котлів киплячого шару враховує наявність усіх видів теплообміну: кондуктивного, конвективного і радіаційного, і дозволяє на науковій основі здійснювати проєктування котлів киплячого шару, які характеризуються високою об'ємною концентрацією частинок палива та їх великими розмірами.
7. Дослідження процесу спалювання в низькотемпературному киплячому шарі з рециркуляцією твердої фази показали, що зростання витрати первинного повітря в 1,5 раза призводить до зменшення вмісту горючих в донній золі з 22% до 3,5%.
8. Реалізація концепції та робочої документації котла низькотемпературного киплячого шару з рециркуляцією твердої фази Е-10-1,6 дозволить довести повноту вигорання вуглецю палива до 97 %, а рівень оксидів азоту знизити з 650 до 200 мг/нм³.
9. Результати розрахунків котла циркулюючого киплячого шару показали, що для підвищення ефективності спалювання та сталого режиму рециркуляції твердої фази доцільно знизити розмір коксозольної частинки в надшаровому просторі до 0,15 мм та підвищити ступінь рециркуляції твердої фази до 50.
10. Впровадження концепції та технічного проєкт котла циркулюючого киплячого шару Е-75-5,0-500Д дозволить включити в паливний баланс тверде паливо з вмістом золи до 60 % та знизити викиди NO_x.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Вольчин І.А. (2013) Перспективи впровадження чистих вугільних технологій в енергетику України / І.А. Вольчин, Н.І. Дунаєвська, Л.С. Гапонич, М.В. Чернявський, О.І. Топал, Я.І. Засядько – К.: Гнозис. 2013. – 308 с. ISBN 978-966-8840-97-5.
2. Халатов А.А. (2016) Енергетика України: сучасний стан і найближчі перспективи. *Вісник НАН України*, 2016. – № 6. – 53-61. ISSN 1027-3239. DOI: <https://doi.org/10.15407/visn2016.06.053>
3. Сіренко Ю.В (2025) Аналіз стану енергетичної системи України та заходи щодо покращення ситуації / Ю.В. Сіренко, Т.С. Вольвач, О.Ю. Савойський, В.М. Козін. *Вісник ХНТУ*. 2025. – №2. – Ч.1. – с. 229-237. DOI: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2025.2.1.30>
4. Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2050 року. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 21 квітня 2023 р. № 373-р. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/373-2023-%D1%80#Text>
5. Міненерго оцінює інвестиції у побудову нових енергопотужностей у \$383 млрд. URL: <https://ua-energy.org/uk/posts/minenerho-otsiniuiie-investytsii-u-pobudovu-novykh-enerhopotuzhnostei-u-383-mlrd>.
6. Miroshnichenko D.V. (2022) Deposits and quality indicators of brown coal in Ukraine / D.V. Miroshnichenko, S.V. Pyshyev, V.V. Lebedev, D.Yu. Bilets. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2022 (3): 005–010. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-3/005>
7. Кочешкова І.М. (2019) Відходи вуглезбагачення як джерело прибутку для міст старопромислових шахтарських регіонів. *Економічний вісник Донбасу*, 2019. – №1(55). с. 49-56. DOI: [https://doi.org/10.12958/1817-3772-2019-1\(55\)-49-56](https://doi.org/10.12958/1817-3772-2019-1(55)-49-56).

8. Mitsubishi Hitachi Power Systems Ltd (2015). Boiler Business and Technology Development. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 52 No. 2 (June 2015) p. 55-62.
9. Dongke Zhang.(2013 Ultra-supercritical coal power plants. Materials, technologies and optimisation (2013, Woodhead Publishing). 300 p.
10. P. J. Maziasz, J. P. Shingledecker, R. W. Swindeman , R. L. Klueh and N. D. Evans, (2005) ‘High Creep-Strength Alloys’, Oak Ridge National Laboratory Fossil Energy Program, Annual Progress Report for Period Ending FY04.
11. R. Viswanathan (2004) Material Technology for Coal-Fired Power Plants, *Advanced Materials & Processes*, Vol. 162, No. 8, August 2004, pp. 73–76.
12. Miller, B.G. (2010), *Clean Coal Engineering Technology* , Oxford, Elsevier.
13. Ryuichi Yamamoto, Yoshikuni Kadoya, Shigeki Ueta, Toshiharu Noda, Ryotaro Magoshi, Shin Nishimoto and Takashi Nakano (2004) Development of Wrought Ni-Based Superalloy with Low Thermal Expansion for 700 ° C Steam Turbines, *Proceedings from the Fourth International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants*, Hilton Head, SC, USA, October 25–28, 2004.
14. Masafumi Fukada (2009) Advanced USC Technology Development in Japan’, *3rd Symposium on Heat Resistant Steels and Alloys for High Efficiency USC Power Plants*, National Institute for Materials Science, Japan, 2009.
15. Swapan Basu, Ajay Kumar Debnath. Advanced Ultrasupercritical Thermal Power Plant and Associated Auxiliaries. Chapter 13. In [*Power Plant Instrumentation and Control Handbook \(Second Edition\)*](#). A Guide to Thermal Power Plants. 2019. Pages 893-988. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819504-8.00013-5>.
16. Higman C. and van der Burgt M. (2003) Gasification. New York: Elsevier Science, 2003. – 391 p.
17. Higman C. (2014) State of the Gasification Industry: Worldwide Gasification Database 2014 Update. *Gasification Technologies Conference*. Washington, 2014.

18. Калечиць І.В. Хімічні речовини з вугілля. – М.: Хімія, 1980. – 616 с.
19. Minchener A.J. (2005) Coal gasification for advanced power generation. *Fuel*. 2005. Vol. 84. P. 2222–2235.
20. Holt N. (2006) Gasification Technology Status. Tech. Rep. 1012224. Electric Power Research Institute, 2006. – 234 p.
21. Marcio L. de Souza-Santos. (2010) Solid Fuels Combustion and Gasification: Modeling, Simulation, and Equipment Operations. N.Y.: CRC Press, 2010. – 508 p.
22. Handbook of Alternative Fuel Technologies. Edited by Sunggyu Lee , James G. Speight and Sudarshan K. Loyalka. N.Y.: CRC Press, 2014. – 712 p.
23. Breault R. W. Gasification Processes Old and New: A Basic Review of the Major Technologies // *Energies*. 2010. Vol. 3. Pp. 216-240.
24. Radtke K.R., Battensby D. and Marsico C. Renaissance of gasification based on cutting edge technologies // *VGB PowerTech*. 2005. Vol. 85 (9). Pp. 106–115.
25. Weiss M.M. Update on new project & design developments with Lurgi's FBDB gasifier // *Proc. of the Fifth Int. Conf. on Clean Coal Technologies CCT2011*, 2011. Pp. 234-256.
26. Turna O. Sasol-Lurgi fixed bed dry bottom gasification for fuels and chemicals // *Proc. of the Int. Freiberg Conf. on IGCC & XtL Technologies, gasificationfreiberg.org*, 2007.
27. Hirschfelder H. and Olschar M. Further developments and commercial progress of the BGL gasification technology // *Proc. of the Gasification Technologies Conference, www.gasification.org*, 2010.
28. Oka S.N. Fluidized Bed Combustion. N.Y.: Marcel Dekker, 2004. – 490 p.
29. Renzenbrink W., Wischnewski R., Engelhard J., and Mittelstädt A. High Temperature Winkler (HTW) Coal Gasification – A Fully Developed Process for Methanol and Electricity Production. Tech. Rep., Rheinbraun AG. 1998. – 156 p.

30. Keller H., Adlhoch W., and Vierrath H. The high temperature winkler (HTW) coal gasification process: a proven technology for the production of syngas and fuel gas //Proc. of the 19th World Gas Conference. 1994. Pp. 345-363.
31. Bonn B. Texaco-Verfahren (GE Energy), in Die Veredlung und Umwandlung von Kohle – Technologien und Projekte 1970 bis 2000 in Deutschland (edt J. Schmalfeld), DGMK Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V., 2008, Pp. 527–535.
32. Hornick M.J. and McDaniel J.E. Tampa Electric Polk Power Station Integrated Gasification Combined Cycle Project – Final Report. Tech. Rep. DE-FC-21-91Mc27363. Tampa Electric Company, Polk Power Station, 2002. –260 p.
33. McDaniel J. Polk power station 250 MW IGCC, Compact Course Gasification. Freiberg: TU Bergakademie, 2008. – 50 p.
34. Amick P. E-Gas Technology 2010 Outlook //Proc. of the Gasification Technologies Conference, www.gasification.org, 2010.
35. Dowd R.A. et al. Wabash river coal gasification repowering project. Technical Report, Wabash River Energy Ltd., 2000. – 453 p.
36. Radtke K. and Heinritz-Adrian, M. Prenflo PSG and PDQ //Proc. of the Gasification Technologies Conference, www.gasification.org, 2008.
37. Zuideveld P. and de Graaf J. Overview of Shell Global Solutions' worldwide gasification development. //Proc. of the Gasification Technologies Conference, www.gasification.org, 2014.
38. Mak M. Shell gas & power //Proc. of the Gasification Technologies Conference, www.gasification.org, 2008.
39. Shell. Shell Coal Gasification factsheet. www.shell.com.
40. van Dongen A. and Kanaar M. Co-gasification at the Buggenum IGCC power plant //Energetische Nutzung von Biomassen, 2006. Pp. 1-10.
41. Eurlings J.G. and Ploeg J. Process performance of the SCGP at Buggenum IGCC. //Proc. of the Gasification Technologies Conference, www.gasification.org, 1999.

42. US DOE. Coproduction of power, fuels and chemicals. Clean Coal Technology topical report 21, Washington, USA, USDOE, Office of Communications, 2001. – 27 p.
43. Anthony, D.B., Howard, J.B., Hottel, H.C., and Meissner, H.P. Devolatilization and Hydrogasification of Bituminous Coal //Fuel. 1976. Vol. 55. Pp. 121-128.
44. Anthony D. B., and Howard J. B. Coal Devolatilization and Hydrogasification // AIChE. 1976. Vol. 22. Pp. 625-656.
45. Wen C. Y., Chaung T. Z. Entrainment Coal Gasification Modeling //Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. 1979. Vol. 18, № 4. Pp. 684–695.
46. Annamalai K. and Ryan W. Interactive processes in gasification and combustion. 2. Isolated carbon, coal and porous char particles //Progress in energy and combustion science. 1993. Vol. 19(5). Pp. 383-446.
47. Rokhman B.B. Modeling and numerical investigation of the process of vapor-oxygen gasification of solid fuels in a vertical flow reactor under pressure // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2014. Vol. 87, No. 5. Pp. 1103–1115.
48. Monaghan R.F. Dynamic reduced order modeling of entrained flow gasifiers. Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, 2010. – 300 p.
49. Gómez-Barea A., Leckner B. Modeling of biomass gasification in fluidized bed //Progress in Energy and Combustion Science. 2010. Vol. 36. Pp. 449–509.
50. Westbrook, C.K.; Dryer, F.L. Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames //Combust. Sci. Technol. 1981. Vol. 27. Pp. 31–43.
51. Jones, W.P.; Lindstedt, R.P. Global reaction schemes for hydrocarbon combustion //Combust. Flame 1988. Vol. 73. Pp. 233–249.
52. Bustanmante, F.; Enick, R.M.; Killmeyer, R.P.; Howard, B.H.; Rothenberger, K.S.; Cugini, A.V.; Morreale, B.D.; Ciocco, M.V. Uncatalyzed and wall-

- catalyzed forward water-gas shift reaction kinetics //AICHE J. 2005. Vol. 51. Pp. 1440–1454.
53. Jess, A. Mechanisms and kinetics of thermal reactions of aromatic hydrocarbons from pyrolysis of solid fuels //Fuel **1996**. Vol. 75. Pp. 1441–1448.
 54. Turns, S.R. An Introduction to Combustion, Concepts and Applications, 2nd ed.; McGraw-Hill: Singapore. 2006.
 55. Virks, P.S.; Chambers, L.E.; Woebcke, H.N. Thermal hydrogasification aromatic compounds //Adv. Chem. Ser. 1974. Vol. 131. Pp. 237–25841.
 56. Petersen, I.; Werther, J. Experimental investigation and modeling of gasification of sewage sludge in the circulating fluidized bed //Chem. Eng. Process. 2005. Vol. 44. Pp. 717–736.
 57. Freund, H. Gasification of carbon by CO₂: A transient kinetics experiment // Fuel 1986. Vol. 65. Pp. 63–66.
 58. Ma, J.; Zitney, S.E. (2012) CFD modeling of entrained-flow gasifiers with improved physical and chemical submodels // Energy Fuels, 2012. Vol. 26. Pp. 7195–7219.
 59. Lee, H.; Choi, S.; Paek, M. A simple process modelling for a dry-feeding entrained bed coal gasifier //Proc. Inst. Mech. Eng. A J. Power Energy 2011. Vol. 225. Pp. 74–84.
 60. McCullouth G. R., van der Burgt M. J., Walker J. Shell gasification process // Proc. of the 8th Annual Int. Conf. On Coal Gasification, Liquefaction, and Convecion to Electricity. Pittsburgh, Pennsylvania, 1981. Pp. 41-64.
 61. Бочаров А.А., Мацнєв В.В. Спалювання вугілля в киплячому шарі //Вугілля. – 1985. – № 10. – С. 26-28.
 62. Кубін М. Спалювання твердого палива в киплячому шарі /Пер. з чеш. – М.: Енергоатоміздат, 1987. – 112 с.
 63. Розрахунки апаратів киплячого шару: Довідник /Під ред. І.П. Мухленова, В.С. Сажина, В.Ф. Фролова. – Л.: Хімія, 1986. – 352 с.

64. Махорін К.Е., Хінкіс П.А. Спалювання палива в псевдозрідженому стані. – К.: Наукова думка, 1989. – 204 с.
65. Вольчин И.А., Майстренко А.Ю., Яцкевич С.В. Спалювання вугілля в киплячому шарі під тиском // Енергетика та електрифікація. – 1995. – № 6. – С. 1-5.
66. Компактна конструкція котла з ЦКШ // Світова електроенергетика. – 1998. – № 4. – С. 22-23
67. Abdulally I., Voyles R.W., Lipal F. Multiply Fuel Firing Experience in a Circulating Fluidized Bed Boiler. //Presented at the Annual Meeting at the American Power Conference. –Vol. 2. – Chicago (USA).– 1992. – P.1-11.
68. Pillai K.K. Downtown Stockholm site for first PFBC power plant // Modern Power Systems. – 1988. – Vol. 8, # 4. – P. 21-24.
69. McDonald D.K. Operating experience with the Tidd PFBC // Modern Power Systems. – 1992. – Vol. 12, # 4. – P. 33-39
70. Xuejiao Liu, [Wenqi Zhong](#), Pingjiao Li, [Jun Xiang](#), Guoyao Liu (2019) Design and performance analysis of coal-fired fluidized bed for supercritical CO₂ power cycle. [Energy](#). Volume 176, 1 June 2019, Pages 468-478.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.170>
71. Boyu Deng, Yi Zhang, Hairui Yang (2022) Operation Optimization of Circulating Fluidized Bed Boilers Integration of Variable Renewables. *Energies*. 2022, 15(16), 6007; DOI: <https://doi.org/10.3390/en15166007>
72. Prabir Basu (2015) Circulating Fluidized Bed Boilers: Design, Operation and Maintenance. *Springer International Publishing Switzerland* 2015
DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-06173-3>
73. Utomo, M. S. K. T. S., Yohana, Ir. E., Krisna, B., Dwinanda, M. F., Tauviqirrahman, M., & Choi, K. H. (2023). Effect of ring baffle on erosion in circulating fluidized bed boiler. *Cogent Engineering*, 10(2).
DOI: <https://doi.org/10.1080/23311916.2023.2274534>
74. Cahyo, N., Sulistyowati, D., Rahmanta, M. A., Felani, M. I., Soleh, M., Paryanto, P., Prismantoko, A., & Haryana, H. (2024). A techno-economic and

environmental analysis of co-firing implementation using coal and wood bark blend at circulating fluidized bed boiler. *IJED*, 13(4), 726-735. DOI: <https://doi.org/10.61435/ijred.2024.60234>

75. S. Sładek, B. Melka, [A. Klimanek](#), L. Czarnowska, A.A. Ryfa, [A. Nowak](#), [Z. Ostrowski](#), S. Pawlak, P. Morkisz, [P. Gładysz](#), K. Myöhänen, [J. Ritvanen](#), A. Kettunen, M. Klajny, M. Budnik, [W. Adamczyk](#) (2024) Hybrid modeling of a circulating fluidized bed boiler for development of a prediction and prescription system for power plant operation. *Fuel*. Volume 365, 1 June 2024, 131258. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.131258>
76. Clean coal technology Demonstration Program – Washington: U.S. Department of Energy. – 1994.
77. The Dawid Saar Clean Coal Technology for Heat and Power Station / H.J. Mejer, H. Rehvinkel, A. Schulz et al. // Proc. of Eur. Seminar “The Efficient Combustion of Coal – New Technologies for Power Generation and Industrial Plant”. – Berlin: EAB Energie – Anlagen Berlin GmbH, 1991. – P. 183-207.
78. Радованович М. Спалювання палива в псевдозрідженому шарі /Пер. з англ. – М.: Енергоатоміздат, 1980. – 248 с
79. Moore T. Brighter Future of PFBC. *EPRI Journal*. – 1993. – Dec. – P.16-23.
80. Co-Firing Systems. Mixing your Fuels for best effect. *Power Engineering International*. – 1998. – Vol. 6, # 8. – P. 45,46,48
81. Gasification Systems. Bahia: where wood comes good //Power Engineering International. – 1998. – Vol. 6, # 4. – P. 71,73,75.
82. Lozza G., Chiesa P., DeVita L. Combined-Cycle Power Stations Using “Clean-Coal Technologies”: Thermodynamic Analysis of Full Gasification Versus Fluidized Bed Combustion with Partial Gasification /Journal of Engineering for Turbines and Power. – 1996. – Vol. 118, Oct. – P.737-748.
83. Greil C., Loeffler J. CFB Gasification – Power Generation from Biomass and Waste /Proc. of the Power-Gen Europe’97 Conf., Madrid, Spain. – Vol. IV. – Madrid, 1997. – P. 861-876.

84. The Dawid Saar Clean Coal Technology for Heat and Power Station /Mejer H.J., Rehvinkel H. Schulz A. et al. //Proc. of European Seminar “The Efficient Combustion of Coal – New Technologies for Power Generation and Industrial Plant”. – Berlin: EAB Energie – Anlagen Berlin GmbH, 1991. – P. 183-207
85. Amick P. E-Gas Technology 2010 Outlook //Proc. of the Gasification Technologies Conference, www.gasification.org, 2010.
86. Lozza G., Chiesa P., DeVita L. Combined-Cycle Power Stations Using “Clean-Coal Technologies”: Thermodynamic Analysis of Full Gasification Versus Fluidized Bed Combustion with Partial Gasification /Journal of Engineering for Turbines and Power. – 1996. – Vol. 118, Oct. – P.737-748.
87. Alhstrom Pyroflow Installation List Worldwide. Alhstrom Pyroflow Information. – 1996. – 20 p
88. Kestner D., Steller P. Circofluid – a New Concept for Steam Generators with Fluidized Bed Combustion. Deutsche Babcock Information. Report # 226. – 1992. – 28 p.
89. Belin F., Price C.E., Warrick R.J. Coal Fired CFB Boilers Babcock and Wilcox Experience. //Technical Paper presented to Int. Joint Power Generation Conf., San Diego (USA). – 1991. – 12
90. Clean coal technology for combined cycle plants //ABB-Rev.–1989.– # 5.– P. 3-10.
91. Thierry Lecomte, José Félix Ferrería de la Fuente, Frederik Neuwahl, Michele Canova, Antoine Pinasseau, Ivan Jankov, Thomas Brinkmann, Serge Roudier, Luis Delgado Sancho; Best Available Techniques (BAT) Reference Document for Large Combustion Plants; EUR 28836 EN; DOI: <https://doi.org/10.2760/949>.
92. Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г. (2020) Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пиловугільного парогенератора супер-надкритичних параметрів пари 28

- МПа/600°C/600°C для енергоблока 300 МВт. Частина 1. Математичний опис робочого процесу, результати розрахунків та компоновки котла. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2020 – № 4. – 4-19. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.4.2020.01> –
93. Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г. (2021) Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пиловугільного парогенератора супернадкритичних параметрів пари 28 МПа/600 °С/600 °С для енергоблока 300 МВт. Частина 2. Результати розрахунків котла та температур стінок його елементів на навантаженнях 50–70 %. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2021 – № 1. – 4-19. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.1.2021.01>.
 94. Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г. (2021) Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пиловугільного парогенератора супер-надкритичних параметрів пари 28 МПа/600°C/600°C для енергоблока 300 МВт. Частина 3. Особливості роботи котла на мінімальних навантаженнях 40–50 % з рециркуляцією димових газів. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2021. – № 2 – 4-22. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.2.2021.01>
 95. Майстренко О.Ю., Дунаєвська Н.І., Засядько Я.І., Бонзик Д.І., Шудло Т.С., Вифатнюк В.Г. (2012) Технологія та пальник для спалювання біомаси як допоміжного палива в факельних котлоагрегатах. *Наука та інновації*. – 2012. – Т. 8. – №4. – 38-88. DOI: <https://doi.org/10.15407/scin8.04.083>.
 96. Кузнецов М.В., Мітор В.В. та ін. (1973) Тепловий розрахунок котельних агрегатів (Нормативний метод) – М.: Енергія, 1973 – 296 с.
 97. Pis'mennyi E.N. (2010) A Universal Relation for Calculating Convective Heat Transfer in Transversely Streamlined Bundles of Smooth Tubes.

- Thermal Engineering*. 2010. Vol. 57. No. 3. 216-226. DOI: <https://doi.org/10.1134/S004061510030055>.
98. Pis'mennyi E.N. (2011) An Asymptotic Approach to Generalizing the Experimental Data on Convective Heat Transfer of Tube Bundles in Crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 54. 4235-4246. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.05.021>
 99. Вулис Л.А. (1954) Тепловий режим горіння. – М.-Л.: Госенергоіздат, – 1954 – 288 с.
 100. Котли стаціонарні та трубопроводи пари та гарячої води. Норми розрахунку на міцність. ОСТ 108.031.10.85.
 101. Tiilikka M., Bolhàr-Nordenkamp M. (2014) Advanced Gasification Technologies for Large Scale Energy Production. *Power-Gen Europe Conference*. 2014. Vol. 1. 1–16
 102. Вифатнюк В.Г. (2021) Розробка та реалізація технології виробництва паливних гранул з гідролізного лігніну. *Збірник наукових праць XVII міжнародної науково-практичної конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку»*. Київ, Інститут теплоенергетичних технологій НАН України, жовтень 2021 р. – с. 140-146. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2021>.
 103. Вифатнюк В.Г., Вольчин І.А., Ясинецький А.О. (2025) Транспортабельний промисловий газифікатор з вбудованим піролізером для розподіленої генерації. *Збірник наукових праць XXI міжнародної науково-практичної конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку»*. Київ, Інститут теплоенергетичних технологій НАН України, жовтень 2025 р. – с. 166-170. DOI: <https://doi.org/10.48126/conf2025>
 104. Rokhman B.B., Dunayevska N.I., Vifatnuik V.G., Beztcennyi I.V. (2021) Co-firing of gas coal dust fine particles and synthetic peat gas. Part 1. Simulation of processes of steam-air gasification of peat in a fixed bed and combustion of

dust and gas mix in a stream. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* 2021. № 6 057-065. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-6/057>

105. Rokhman B.B., Dunayevska N.I., Vifatnuik V.G., Beztcennyi I.V. (2022) Co-firing of gas coal dust fine particles and synthetic peat gas. Part 2. Numerical studies on thermochemical processing of peat in a fixed layer. *Naukovyi-Visnyk-Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* 2022 № 1. 038-045. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-1/038>
106. Nekhamin M., Beztsennyi I., Dunayevska N., Vyfatnuik V. (2021) On using the ANSYS Fluent software for calculating the process of burning mixture of particles from different types of solid fuels. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* – 2021. –4(8(106)).
107. Здановський В.Г. (1990) Модернізація котлоагрегатів теплової електростанції Київ: Техніка, 1990.
108. Рохман Б.Б. (2019) Математичний опис процесу газифікації твердого палива в фіксованому шарі. 1. Числові результати термoxімічної переробки торфу в парокисневій суміші під тиском 3 МПа // Відновлювана енергетика. – 2019. - № 4
109. Рохман Б.Б. (2019) Математичний опис процесу газифікації твердого палива в фіксованому шарі. 2. Параметри установки термoxімічної переробки торфу в парокисневій суміші // Відновлювана енергетика. - 2019. - № 5
110. Rokhman B.B. Vyfatnyuk V.G. (2023) [The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 1. Technological Scheme of the Installation. Methods for Calculating Pyrolysis Gas Composition.](#) *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2023. Vol. 96. Iss. 2. 492-497. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02709-w>
111. Westbrook C. K. and Dryer F. L. (1981) Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames. *Combust. Sci. Technol.* 1981. Vol. 27. Pp. 31–43.

112. Ma J. and Zitney S.E. (2012) CFD modeling of entrained-flow gasifiers with improved physical and chemical submodels. *Energy Fuels*. 2012. Vol. 26. Pp. 7195–7219.
113. Gómez-Barea A. and Leckner B. (2010) Modeling of biomass gasification in fluidized bed. *Progress Energy Combust. Sci.* 2010. Vol. 36. Pp. 449–509.
114. Wen C. Y. and Chaung T.Z. (1979) Entrainment coal gasification modeling. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 1979. Vol. 18, No. 4. Pp. 684–695.
115. Шрайбер О.А., Гавин Л.Б., Наумов В.А., Яценко В.П. (1987) Турбулентні течії газової суспензії. К.: Наукова думка, 1987.
116. Андерсон Д., Тоннехилл Д., Плетчер Р. (1990) Обчислювальна гідромеханіка та теплообмін. – М.: Мир, 1990. – Т. 2. – 336 с.
117. Annamalai K. and Ryan W. (1993) Interactive processes in gasification and combustion. 2. Isolated carbon, coal and porous char particles // *Progress in Energy and Combustion Science*. 1993. Vol. 19(5). Pp. 383-446.
118. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) [The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 2. Simulation of the Working Process in the Reactor and Numerical Analysis of Gasification of Coke–Ash Biomass Residue](https://doi.org/10.1007/s10891-023-02710-3). *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2023. Vl. 96. Iss. 2. – 498-505. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02710-3>.
119. Rokhman B.B., Vyfatnyuk V.G. (2023) The Two-Stage Process of Thermochemical Processing of Lignin in a Fixed Bed. 3. Simulation and Numerical Analysis of the Nonstationary Process of Pyrolysis in a Retort. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2023. Vol. 96. Is. 2. 506-512. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-023-02711-2>.
120. Gómez-Barea A., Leckner B. (2010) Modeling of biomass gasification in fluidized bed. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2010. Vol. 36. Pp. 449–509.

121. Liden A.G., Berruti F., Scott D.S. (1988) A kinetic model for the production of liquids from the flash pyrolysis of biomass // *Chem Eng Commun.* – 1988. – Vol. 65.
122. Park S.S., Jeong H.J., Hwang J. (2015) 3-D CFD Modelling for Parametric Study in a 300-MWe One-Stage Oxygen-Blown Entrained-Bed Coal Gasifier // *Energies.* – 2015. – Vol. 8. – 4216-4236.
123. Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г. (2016) Моделювання теплообміну та хімічного реагування газодисперсного потоку пиловидних частинок у високотемпературному газифікаторі. *Відновлювальна енергетика.* – 2016. – №3(46)
124. Chihiro Fushimi, Mitsuhiro Goto, Atsushi Tsutsumi, Jun-ichiro Hayashi, Tadatoshi Chiba. (2003) Steam gasification characteristics of coal with rapid heating // *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis.* 2003, Vol. 70. P.185 – 197.
125. Zhigang Li, Xiaoming Zhang, Yuichi Sugai, Jiren Wang, and Kyuro Sasaki. (2012) Properties and Developments of Combustion and Gasification of Coal and Char in a CO₂-Rich and Recycled Flue Gases Atmosphere by Rapid Heating // *Journal of Combustion.* 2012.
126. Wen C. Y., Chaung T. Z. (2006) Entrainment Coal Gasification Modeling. *Ind. Eng. Chem. Process Des.* 2006.Pp. 684–695.
127. Махорін К.Е., Хінкіс П.А. (1989) Спалювання палива в псевдозрідженому шарі – Київ: Наукова думка. 1989 – 204 с.
128. Баскаков О.П. Лукачевський Б.П., Мухленов І.П. та ін. (1986) Розрахунки апаратів киплячого шару: Довідник – Л.: Хімія, 1986, – 352 с.
129. Баранюк О.В., Вифатнюк В.Г. (2023) Моделювання процесів теплообміну в топці котельного агрегату при спалюванні лушпиння соняшника на колосниковій решітці. *Збірник наукових праць XIX міжнародної науково-практичної конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку».* Київ, Інститут теплоенергетичних

технологій НАН України, жовтень 2023 р. – с. 164-169. DOI:
<https://doi.org/10.48126/conf2023>

130. Померанцев В.В., Арефьев К.И., Ахмедов Д.Б. та ін. (1986) Основи практичної теорії горіння. – Л.: Енергоатоміздат. – 1986 – 312 с.
131. Корчевой Ю.П., Майстренко О.Ю., Топал О.І., Вифатнюк В.Г. (2008) Метод спалювання твердого палива в форсованому киплячому шарі з рециркуляцією твердої фази. *Зб. тез доповідей 4 міжнародної науково-практичної конференції «Вугільна теплоенергетика: проблеми розвитку та реабілітації»*, Алушта, 18-21 вересня 2008 г., НВБК «Тріатлон» – с. 5-6.
132. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г., Чернявський Н.В. (2008) Розробка нових технологій спалювання твердих палив у топках із псевдозрідженим шаром. 1. Інженерна методика розрахунку. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2008. – №4. – 2-12.
133. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г. (2009) Розробка нових технологій спалювання твердих палив у топках із псевдозрідженим шаром. 2. Результати експериментальних та розрахункових досліджень. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2009. – №2 - 4-10.
134. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г., Чернявський М.В. (2009) Розробка нових технологій спалювання твердих палив у топках із псевдозрідженим шаром. 3. Динаміка вигорання коксових частинок. Основні схемні рішення КШ-котлоагрегату паропродуктивністю 10 т/год. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2009. – № 5. – 3-9.
135. Корчевой Ю.П., Майстренко О.Ю., Чернявський М.В. та ін. (2008) Спалювання вуглецевмісткої золи в циркулюючому киплячому шарі. *Екотехнології та ресурсозбереження*. – 2008. – №1. – С. 3–12.
136. Майстренко О.Ю. (1999) Основні закономірності горіння та газифікації високозольного вугілля у різних модифікаціях киплячого шару. Автореф. дис. д-ра техн. наук. Київ, Інститут газу НАН України 1999. 35 с.
137. Топал О.І. (2000) Кінетика та динаміка вигорання високозольного

енергетичного вугілля в киплячому шарі під тиском. Автореф. дис. канд. техн. наук. Київ, Інститут газу НАН України. 2000. 19 с.

138. Майстренко А.Ю., Рохман Б.Б., Топал А.І., Вифатнюк В.Г., Чернявський М.В. (2010) Інженерна методика та чисельні результати розрахунку топки котлоагрегату з циркулюючим киплячим шаром. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2010. – №5. – 6-13.
139. Майстренко О.Ю., Рохман Б.Б., Вифатнюк В.Г., Чернявський М.В. (2011) Теоретичне дослідження особливостей аеродинамічної структури та тепломасообмінних процесів у надшаровому просторі топки з циркулюючим киплячим шаром. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2011. – №4. – 3-14.
140. Hartge E.U., Rensner D., Werther J. Solids concentration and velocity patterns in circulating fluidized beds. *Circulating Fluidized Bed Technology*. II. Proc. 2nd Int. Conf. – Oxford: Pergamon, 1988. – P. 165–180.
141. Bolton L.W., Davidson J.F. Recirculation of particles in fast fluidized risers. *Circulating Fluidized Bed Technology*. II. Proc. 2nd Int. Conf. – Oxford: Pergamon, 1988. – P. 39–42.
142. Hoggen B., Lindstad T., Engh T.A. Distribution of particles in the freeboard region above a fluidized bed. *Fluidization*. – New York: Eng. Found. Publ., 1986. – P. 297–304.
143. Рохман Б.Б., Топал О.І., Чернявський М.В. (2012) Математичний опис та чисельне дослідження робочого процесу в камері топки котла з циркулюючим киплячим шаром. *Енерготехнології та ресурсозбереження* – 2012. – № 6. – С. 24-34. DOI: <http://jnas.nbu.gov.ua/article/UJRN-0000727688>.
144. Топал О.І., Голенко І.Л., Гапонич Л.С., Вифатнюк В.Г. (2019). Використання промислових відходів збагачення коксівного вугілля для електроенергії. *Вуглехімічний журнал* – 2019 – №. 6. DOI: <https://doi.org/10.31081/1681-309X-2019-0-6-24-32>

ДОДАТКИ

Додаток 1. Таблиці

Таблиця Д1. Результати перевірочних розрахунків котла СНКП на навантаженнях 50–100 % від номінального

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
Теплота згоряння вугілля марки ДГ-100 (на робочий стан)	кДж/кг	21026	21026	21026	21026
Температура відхідних газів	°C	123	122	123,4	130
Витрата живильної води на вході	т/год	475	570	665	950
Температура вторинної пари на виході з котла	°C	600	600	600	600
Тиск первинної пари на виході з котла	МПа	28.0	28.0	28.0	28.0
Температура вторинної пари на вході до котла	°C	300	300	300	307
Тиск вторинної пари на виході з котла	МПа	2,1	2,4	206	3,8
Витрата вторинної пари на вході до котла	т/год	400	480	560	800
Витрата живильної води на вприски № 1 і № 2 (гостра пара)	т/год		0 – № 1 0 – № 2	0 – № 1 5 – № 2	30 – № 1 20 – № 2
ТОПКОВА КАМЕРА					
ККД котла	%	93,4	93,12	93,12	93,02
Тепло, сприйняте робочим середовищем в котлі	кВт	$3,83 \cdot 10^5$	$4,61 \cdot 10^5$	$5,37 \cdot 10^5$	$7,68 \cdot 10^5$
Повна витрата вугілля	т/год	70,2	84,6	98,9	141,6
Розрахункова витрата вугілля	т/год	69,22	83,4	97,5	139,7
Витрата повітря на котел	т/год	562,7	678,4	792,6	1136,0
Адіабатична температура в топці при коефіцієнті надлишку повітря 1,15	°C	2046,5	2044	2043	2045,8
Температура газів на виході з топки	°C	938	1004	1058,5	1182
Середнє питоме теплове навантаження радіаційних поверхонь в топці	кВт/м ²	99,54	112,94	125,21	158,21
Теплове напруження топкового об'єму	кВт/м ³	53,26	64,22	75,02	107,47
Глибина топки	м	12,6	12,6	12,6	12,6
Ширина топки по фронту розташування пальників	м	17,269	17,269	17,269	17,269
Відстань між осями пальників по ширині	м	3,454	3,454	3,454	3,454
Відстань між осями пальників по вертикалі	м	3,454	3,454	3,454	3,454
Поверхня топки	м ²	2665	2665	2665	2665
Об'єм топки	м ³	7589,9	7589,9	7589,9	7589,9

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
ПОЗОННИЙ РОЗРАХУНОК ТОПКОВОЇ КАМЕРИ					
ЗОНА №1 (активна зона)					
Висота зони	м	10,12	10,12	10,12	10,12
Поверхня зони активного горіння	м ²	605,2	605,2	605,2	605,2
Температура газів на виході з зони № 1	°C	1342	1386	1422	1506
Максимальна температура газів	°C	1635	1634	1632,5	1635
Середня температура забруднених екранів	°C	1096	1133	1164	1234
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	138,92	154,64	168,51	204,12
Діаметр труб нижньої радіаційної частини (НРЧ)	мм	32×6	32×6	32×6	32×6
Кількість труб НРЧ по периметру зони №1	шт.	1150	1150	1150	1150
Висота холодної воронки	м	8,83	8,83	8,83	8,83
Переріз для проходу робочого середовища	м ²	0,179	0,179	0,179	0,179
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м ² горизонтального перерізу топки	МВт/м ²	1,88	2,2679	2,65	3,795
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м ² горизонтального перерізу одного ярусу пальників	МВт/м ²	0,6270	0,756	0,883	1,265
Температура робочого середовища на виході з нижньої радіаційної частини (НРЧ)	°C	413,2	407,2	403	396
ЗОНА № 2					
Висота зони	м	3,6	3,6	3,6	3,6
Поверхня стінок	м ²	215	215	215	215
Температура газів на виході з зони № 2	°C	1259,6	1313	1356	1456
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	148,51	167,46	184,19	226,97
Середня температура забруднених екранів	°C	977,3	1015	1046	1116
ЗОНА № 3					
Висота зони	м	3,6	3,6	3,6	3,6
Сумарна поверхня стінок	м ²	215	215	215	215
Температура газів на виході з зони № 3	°C	1194,4	1252	1301	1410
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	122,88	141,81	136716	176744
Середня температура забруднених екранів	°C	919	962,6	998	1079
ЗОНА № 4					
Висота зони	м	3	3	3	3
Поверхня стінок	м ²	179,3	179,3	179,3	179,3

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
Температура газів на виході з зони № 4	°C	1143	1204	1255	1370
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	102,65	1201,10	136,29	178,26
Середня температура забруднених екранів	°C	866,4	912	950	1034,6
Температура робочого середовища на виході з середньої радіаційної частини (СРЧ)	°C	476,6	452,4	439	422,8
ЗОНА № 5					
Висота зони	м	3	3	3	3
Поверхня стінок	м ²	179,8	179,8	179,8	179,8
Температура газів на виході з зони № 5	°C	1063,8	1127,3	1180	1302
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	84,72	100,61	115,24	154,86
Середня температура забруднених екранів	°C	822	870	909,5	1000
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно з зони № 5	кВт/м ²	82,31	97,84	112,06	150,59
ЗОНА № 6					
Висота зони	м	12	12	12	12
Поверхня стінок	м ²	525,8	525,8	525,8	525,8
Температура газів на виході з зони № 6	°C	876	939	993	1121,5
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	56,76	68,92	80,65	113,68
Середня температура забруднених екранів	°C	724,5	773,2	814	910
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно з зони № 6	кВт/м ²	55,11	66,92	78,13	110,38
Температура робочого середовища на виході з верхньої радіаційної частини (ВРЧ)	°C	538,4	502	479	449,79
Тепло, отримане стелею, в районі топки в зоні № 6	МВт	7,56	9,19	10,76	15,12
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВНИК (ПЕРШИЙ СТУПІНЬ ШПП І)					
Діаметр труб ШПП І	мм	32×6	32×6	32×6	32×6
Поперечний крок між ширмами	м	0,6936	0,6936	0,6936	0,6936
Кількість ширм	шт.	24	24	24	24
Кількість паралельно включених труб на одну ширму	шт.	30	30	30	30
Сумарна поверхня ширм	м ²	2364,04	2364,04	2364,04	2364,04
Радіаційне тепло, отримане площиною вхідного перерізу ширм	кВт	0,266	0,265	0,264	0,255
Радіаційне тепло, отримане площиною вихідного перерізу ширм	кВт	0,061	0,061	0,060	0,058
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами і додатковими поверхнями нагріву	кВт	0,205	0,205	0,204	0,197
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами	кВт	0,189	0,188	0,187	0,181

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
Температура пари на виході з центральних ширм	°C	517,3	510,4	504,4	502,9
Температура пари на виході з крайніх ширм	°C	567,8	562,96	558	556,3
Середня швидкість пари у крайніх ширмах	м/с	11,4	13,5	15,4	21,54
Середня швидкість газу в ширмах	м/с	2,4	3	3,68	5,81
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ширм	Вт/м ² ·°C	24,0	27,8	31,6	42,2
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб у крайніх ширмах	°C	698	735	768,6	867,6
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки у крайніх ширмах	Вт/м ² ·°C	84,7	94,4	103,2	128,4
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у центральних ширмах I	Вт/м ² ·°C	48,3	51,9	54,8	61,3
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у крайніх ширмах I	Вт/м ² ·°C	48,6	52,0	54,9	61,1
Теплосприйняття центральних ширм за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	1044	1108	1139	1126
Теплосприйняття крайніх ширм за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	911	984	1026	1032
Температура пари на виході з ВРЧ, розташованої в районі ширм	°C	543,6	506,6	483,2	453
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих в районі ширм, за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	2106	2271	2357	2359
Теплосприйняття ширм і додаткових поверхонь за балансом	кДж/кг	2107	2273	2354	2358
Температура газів на виході з ширм	°C	758	811,5	860	985,2
Температура первинної пари на виході з паропарового теплообмінника	°C	473,5	465	460,3	468,1
Температура пари після першого впорскування	°C	—	—	—	458,1
Температура пари після другого впорскування	°C	—	—	553	543,6
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВНИК (ДРУГИЙ СТУПІНЬ ШПП II)					
Діаметр труб ШПП II	мм	32×6	32×6	32×6	32×6
Кількість ширм II	шт.	24	24	24	24
Кількість паралельно включених труб на одну ширму II	шт.	40	40	40	40
Сумарна поверхня ширм II	м ²	2102,8	2102,8	2102,8	2102,8
Тепло, отримане випромінюванням з топки ШПП II	кДж/кг	198,9	198,4	197,2	210,4
Тепло, отримане випромінюванням з топки центральними ШПП II	кДж/кг	99,6	99,2	98,4	95,5
Тепло, отримане випромінюванням з топки крайніми ширмами II	кДж/кг	99,6	99,2	98,4	95,5
Температура пари на виході з центральних ширм II	°C	582,8	581,6	574	569
Температура пари на виході з крайніх ширм II	°C	600,8	603,5	598,6	598,6

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
Середня швидкість пари у крайніх ширмах II	м/с	10,9	13,1	15,1	21,03
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби центральних ширм II	Вт/м ² ·°C	4723	5478	6247	8176
Середня швидкість газу в ШПП II	м/с	3,1	3,9	4,76	7,56
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ШПП II	Вт/м ² ·°C	28,4	33,5	37,8	50,4
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб у крайніх ширмах II	°C	654	680,6	701,5	775,1
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки центральних ширм II	Вт/м ² ·°C	88,2	98,6	107,1	139,0
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в центральних ширмах II	Вт/м ² ·°C	47,5	51,3	54,5	62,6
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в крайніх ширмах II	Вт/м ² ·°C	47,3	51,3	54,5	62,6
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих в районі ШПП II за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	807,6	984,7	1134,5	1358,6
Температура газів на виході ШПП II	°C	686,9	726	762,05	870,3
ПОВОРОТНА КАМЕРА					
Поверхня екранів поворотної камери (ЕПК)	м ²	327,01	327,01	327,01	327,01
Огороджувальна поверхня об'єму поворотної камери	м ²	495,02	495,02	495,02	495,02
Об'єм поворотної камери	м ³	1239,5	1239,5	1239,5	1239,5
Діаметр підвісних економайзерних труб	мм	32×6	32×6	32×6	32×6
Поверхня підвісних економайзерних труб	м ²	191,8	191,8	191,8	191,8
Середня швидкість газу у районі підвісних економайзерних труб	м/с	2,4	2,973	3,6	5,696
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб стелі в районі поворотної камери	°C	614,9	616,5	626,4	688,23
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб стелі в районі поворотної камери	Вт/м ² ·°C	131	138	147	185
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб екранів в районі поворотної камери	Вт/м ² ·°C	129	136	145	183
Теплосприйняття екранів в районі поворотної камери за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	134,2	184,0	210,6	251,8
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	464,03	495	525,65	625,96
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки підвісних економайзерних труб	Вт/м ² ·°C	131	148	164	220
Сумарне теплосприйняття поверхонь поворотної камери	кДж/кг	458,4	523,3	558,5	614,2

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
Теплосприйняття поворотної камери за балансом	кДж/кг	459,4	527,5	563,1	614,6
Температура газів на виході з поворотної камери	°C	645,9	679,8	713,4	817,8
Температура пари на виході з труб екранів поворотної камери (ЕПК)	°C	551,74	516	493	462,09
Витрата робочого середовища в підвісних економайзерних трубах	т/год	471,419	471,419	471,419	471,419
Температура води на виході з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	268,31	269,6	270,85	274,9
Температура води на вході економайзера після змішування потоків живильної води і робочого середовища, що виходить з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	268,3	267,9	267,8	267,86
ВИХІДНИЙ СТУПІНЬ ПАРОПЕРЕГРІВНИКА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ППП2)					
Діаметр труби пароперегрівача PPP2	мм	42×4	42×4	42×4	42×4
Поперечний крок між трубами PPP2 (шахове розташування)	м	0,135	0,135	0,135	0,135
Поздовжній крок між трубами PPP2	м	0,061	0,061	0,061	0,061
Поверхня PPP2	м²	2785	2785	2785	2785
Кількість труб PPP2	шт	713	713	713	713
Середня швидкість пари у змійовиках PPP2	м/с	32,1	33,32	35,8	34
Температура пари на вході в змійовики PPP2	°C	573,3	558	544,3	510
Температура газів на виході з PPP2	°C	614,76	630,6	649	715,6
Середня швидкість газу між змійовиками PPP2	м/с	4,5	5,53	6,65	10,4
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб PPP2	°C	610,4	622,4	637,6	699,8
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків PPP2	Вт/м²·°C	75,8	84,2	92,5	117,9
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків PPP2	Вт/м²·°C	55,2	60,1	64,7	77,6
Теплосприйняття змійовиків PPP2 за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	349,4	551,0	725,1	1178,6
ПЕРШИЙ СТУПІНЬ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРІВНИКА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ППП1)					
Діаметр труби пароперегрівача PPP1	мм	42×4	42×4	42×4	42×4
Поперечний крок між трубами PPP1 (шахове розташування)	м	0,13	0,13	0,13	0,13
Поздовжній крок між трубами PPP1	м	0,06	0,06	0,06	0,06
Поверхня PPP1	м²	7170	7170	7170	7170
Температура пари на вході у змійовики PPP1	°C	518,3	470,15	429,2	336
Температура пари на виході із змійовиків PPP1	°C	573,3	558	544,3	510
Температура газів на виході з PPP1	°C	549,6	528	514	503,15

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
Середня швидкість пари у змійовиках ППП1	м/с	32,1	32,5	34	30,06
Середня швидкість газу в ППП1	м/с	4,3	5,2	6,05	8,96
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби змійовика ППП1	Вт/м ² ·°C	888	1009	1123	1495
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ППП1	°C	555	531	512,6	478,9
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків ППП1	Вт/м ² ·°C	70,9	76,2	81,4	98,0
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків ППП1	Вт/м ² ·°C	52,7	56,1	59,2	68,5
Теплосприйняття змійовиків ППП1 за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	711,2	1127,5	1481,4	2351,3
ЕКОНОМАЙЗЕР					
Кількість труб в економайзері	шт	1138	1138	1138	1138
Температура води на виході з економайзера	°C	315,6	309	305	300
Температура води на вході в економайзер	°C	268,3	267,9	268	267
Теплосприйняття економайзера за балансом	кДж/кг	1618,2	1385,8	1235,1	1004,8
Температура газів на виході з економайзера	°C	399	398,6	399	409
Середня швидкість води в економайзері	м/с	0,39	0,574	0,662	0,89
Середня швидкість газу в економайзері	м/с	4,096	4,9	5,6	8
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб економайзера	°C	371,9	368,5	366	364
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки економайзера	Вт/м ² ·°C	69,2	75,6	81,9	100,0
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до води в економайзері	Вт/м ² ·°C	54,8	58,9	62,5	72,3
Теплосприйняття економайзера за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	1618,2	1385,8	1235,1	1007,3
РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ОБЕРТАЛЬНИЙ ПІДГРІВНИК ПОВІТРЯ (РОП)					
Гаряча частина					
Поверхня нагріву гарячої частини РОП	м ²	71300	71300	71300	71300
Температура гарячого повітря на виході з РОП	°C	336	333	331	335
Теплосприйняття гарячої частини РОП за балансом (повітря)	кДж/кг	2408,6	2382,2	2375,5	2404,4
Температура газу на виході з РОП	°C	165,3	166,2	168	175,8
Температурний напір в РОП	°C	76	78,36	80,6	86,9
Середня швидкість газу в РОП	м/с	6,1	7,33	8,6	12,5
Середня швидкість повітря в РОП	м/с	4,94	5,94	6,91	
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря РОП	Вт/м ² ·°C	40,3	44,9	54,2	72,3

Найменування величини	Одиниці вимір.	Навантаження, %			
		50	60	70	100
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки РОП	Вт/м ² ·°C	50,1	58,2	65,9	88,4
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря РОП	Вт/м ² ·°C	8,56	9,94	11,26	34,19
Теплосприйняття РОП за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	2410,7	2396,5	2389,8	2403,2
Температура гарячого повітря на вході в гарячу частину РОП	°C	76,4	76,5	75	76.1
Мінімальна температура стінки в гарячій частині РОП	°C	125	125	124,74	131
Температура точки роси	°C	89,3	89,3	89,3	89.3
Холодна частина					
Поверхня нагріву холодної частини РОП	м ²	20400	20400	20400	20400
Температура гарячого повітря на виході з холодної частини РОП	°C	76,4	76,5	75	76
Температура холодного повітря на вході в РОП	°C	30	30	30	30
Температура газів на виході з РОП	°C	120,2	122	123,4	130
Середня швидкість газу в холодній частині РОП	м/с	4,9	5,9	6,95	10.2
Середня швидкість повітря в холодній частині РОП	м/с	3,36	4,06	4,73	6.78
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря в холодній частині РОП	Вт/м ² ·°C	21,0	24,4	27,6	36,8
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки холодної частини РОП	Вт/м ² ·°C	27,2	31,6	35,8	48,1
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря в холодній частині РОП	Вт/м ² ·°C	4,48	5,23	5,93	7,9
Теплосприйняття холодної частини РОП за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	426,2	415,3	411,6	416,5
Мінімальна температура стінки в холодній частині РОП	°C	80,76	82,3	82,4	87.24

Таблиця Д2. Конструктивні характеристики котла, маса і марка сталі його елементів

Найменування	Труба			Площа поверхні, м ²	Мембрана		Довжина труб, м	Питома маса елемента, кг/м ²	Маса елемента, кг	Марка сталі труб
	$d \times s$	маса	крок		s	h				
	мм	кг/м	мм		мм	мм				
Топка										
Зона № 1	32×6	–	48	605,2	6	16	–	101	61125	12X1МФ
Зона № 2	32×6	–	48	215	6	16	–	101	21715	12X1МФ
Зона № 3	32×6	–	48	215	6	16	–	101	21715	12X1МФ
Зона № 4	32×6	–	48	179,3	6	16	–	101	18109	12X1МФ
Зона № 5	32×6	–	48	179,8	6	16	–	101	18160	12X18Н10Т
Зона № 6	32×6	–	48	525,8	6	16	–	101	53106	12X18Н10Т
Холодна воронка	32×6	–	48	530,4	6	16	–	101	53570	12X1МФ
Перший ступінь ширмового пароперегрівника (ШПП I)										
Перший пакет ШПП I										
центральні ширми	32×6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	11X11В2МФ
крайні ширми	32×6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	10X16Н16В2МБР
Другий пакет ШПП I										
центральні ширми	32×6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	11X11В2МФ
крайні ширми	32×6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	10X16Н16В2МБР
Другий ступінь ширмового пароперегрівника (ШПП II)										
центральні ширми	32×6	3,8	35	1051,5	–	–	–	–	42271	1 ряд труб – 10X16Н16В2МБР 2-40 ряд труб – 12X18Н10Т
крайні ширми	32×6	3,8	35	1051,5	–	–	–	–	42271	10X16Н16В2МБР
Екрани поворотної камери і стеля										

[illegible]

Таблиця Д3. Результати перевірочних розрахунків котла СНКП на навантаженнях 40 та 50% від номінального з урахуванням рециркуляції димових газів

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
Коефіцієнт рециркуляції газів	%	10	12	20	13
Температура відхідних газів	°С	118	119	119	121
Витрата живильної води на вході	т/год	380	380	380	475
Температура вторинної пари на виході з котла	°С	600	600	600	600
Тиск первинної пари на виході з котла	МПа	28,0	28,0	28,00	28,0
Температура вторинної пари на вході до казана	°С	300	300	300	300
Тиск вторинної пари на виході з котла	МПа	1,5	1,5	1,5	2,1
Витрата вторинної пари на вході до котла	т/год	320	320	320	400
Витрата живильної води на впорскування №1 та №2 (гостра пара)	т/год	0–№ 10–№2	0–№ 10–№2	0–№ 10–№2	0–№ 10–№2
ТОПКОВА КАМЕРА					
ККД котла	%	93,76	93,6	93,6	93,5
Тепло, сприйняте робочим середовищем у котлі	МВт	$3,02 \cdot 10^2$	$3,02 \cdot 10^2$	$3,02 \cdot 10^2$	$3,84 \cdot 10^2$
Повна витрата вугілля	т/год	55,69	55,8	55,8	70,1
Розрахункова витрата вугілля	т/год	54,912	55,0	55,0	69,1
Витрата повітря на котел	т/год	446,428	447,191	447,191	562,024
Температура газів на виході з топки	°С	888	886,8	880	956
Середнє питоме теплове навантаження радіаційних поверхонь у топці	кВт/м ²	75,61	75,16	75,93	93,80
Теплове напруження топкового об'єму	кВт/м ³	42,26	72,33	42,33	53,20
ПОЗОННИЙ РОЗРАХУНОК ТОПКОВОЇ КАМЕРИ					
ЗОНА №1 (Активна зона)					
Температура газів на виході з зони № 1	°С	1286,4	1287,2	1288,4	1342
Максимальна температура газів	°С	1521	1501,2	1428,5	1489

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
Середня температура забруднених екранів	°C	1049	1049,6	1051	1096
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	120,81	120,99	121,36	138,89
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м ² горизонтального перерізу топки	МВт/м ²	1,49	1,49	1,49	1,90
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м ² горизонтального перерізу одного ярусу пальників	МВт/м ²	0,498	0,498	0,498	0,63
Температура робочої середовища на виході з нижньої радіаційної частини (НРЧ)	°C	419,5	419,4	419	411
ЗОНА №2					
Температура газів на виході з зони № 2	°C	1132	1122	1083	1176,5
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	117,37	115,94	110,16	133,66
Середня температура забруднених екранів	°C	909	906	895	949
ЗОНА №3					
Температура газів на виході з зони № 3	°C	1081	1074	1045	1134
Сумарна поверхня стін	м ²	215,2	215,2	215,2	215,2
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	88,29	86,18	78,03	101,23
Середня температура забруднених екранів	°C	824	817,5	791	862
ЗОНА №4					
Температура газів на виході зони № 4	°C	1038	1033	1011	1097
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	75,44	74,12	68,66	88,51
Середня температура забруднених екранів	°C	781,8	777,1	757,1	825
Температура робочої середовища на виході із середньої радіаційної частини (СРЧ)	°C	492,2	490	480	455,5
ЗОНА №5					
Температура газів на виході з зони № 5	°C	970,5	968	954	1035
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	63,17	64,40	59,05	75,92
Середня температура забруднених екранів	°C	744,8	741,6	727,04	792
Середнє питоме теплове навантаження на вході біля вікна зони № 5	кВт/м ²	61,43	60,68	54,52	73,83
ЗОНА №6					

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
Температура газів на виході з зони № 6	°C	805	806	806	876
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	кВт/м ²	43,43	43,30	42,30	53,33
Середня температура забруднених екранів	°C	659	658	651	711
Середнє питоме теплове навантаження на вході біля вікна зони № 6	кВт/м ²	42,17	42,04	41,07	52,75
Температура робочої середовища на виході з верхньої радіаційної частини (ВРЧ)	°C	555,8	552	536,4	502
Тепло, отримане стелею, в районі топки в зоні №6	МВт	5.70	5.70	5.58	7.21
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВНИК (ПЕРШИЙ СТУПІНЬ ШПІ І)					
Радіаційне тепло, отримане площиною вхідного перерізу ширм	кВт	$25,38 \cdot 10^{-2}$	$25,18 \cdot 10^{-2}$	$24,31 \cdot 10^{-2}$	$24,89 \cdot 10^{-2}$
Радіаційне тепло, отримане площиною вихідного перерізу ширм	кВт	$6,47 \cdot 10^{-2}$	$6,44 \cdot 10^{-2}$	$6,33 \cdot 10^{-2}$	$6,26 \cdot 10^{-2}$
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами та додатковими поверхнями нагріву	кВт	$18,91 \cdot 10^{-2}$	$18,72 \cdot 10^{-2}$	$17,98 \cdot 10^{-2}$	$18,58 \cdot 10^{-2}$
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами	кВт	$17,42 \cdot 10^{-2}$	$17,21 \cdot 10^{-2}$	$16,56 \cdot 10^{-2}$	$17,13 \cdot 10^{-2}$
Температура пари на виході з центральних ширм	°C	521,9	518	504,9	503,9
Температура пари на виході з крайніх ширм	°C	572,8	568,3	554	556,2
Середня швидкість пари у крайніх ширмах	м/с	9,3	9,2	8,8	11
Середня швидкість газу в ширмах	м/с	2	2,03	2,2	2,72
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ширм	Вт/(м ² ·°C)	21,5	21,8	22,7	26,1
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб у крайніх ширмах	°C	670,9	668	656,54	699
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки у крайніх ширмах	Вт/(м ² ·°C)	77,9	77,5	75,9	86,2
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у центральних ширмах І	Вт/(м ² ·°C)	46,4	46,5	47,0	50,6
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у крайніх ширмах І	Вт/(м ² ·°C)	46,9	47,0	47,4	50,9
Теплосприйняття центральних ширм за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	1089,8	1103,6	1140,0	1187,8
Теплосприйняття крайніх ширм за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	929,0	944,1	985,5	1046,7
Температура пари на виході з ВРЧ, розташованої в районі ширм	°C	561,2	557,4	542	506,9

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих у районі ширм, за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	2163,7	2193,8	2280,7	2421,2
Теплосприйняття ширм та додаткових поверхонь за балансом	кДж/кг	2168,7	2195,9	2280,1	2421,0
Температура газів на виході з ширм	°C	718	718	716	772,6
Температура первинної пари на виході з паропарового теплообмінника	°C	476,8	474,3	463,6	460,8
Температура пари після першого впорскування	°C	476,8	474,3	463,6	460,8
Температура пари після іншого впорскування	°C	572,8	568,3	554	556,2
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВНИК (ІНШИЙ СТУПІНЬ ШПП ІІ)					
Тепло, отримане випромінюванням з топки ШПП ІІ	кДж/кг	232,8	231,9	227,8	225,2
Тепло, отримане випромінюванням з топки центральними ШПП ІІ	кДж/кг	105,8	105,5	103,5	102,4
Тепло, отримане випромінюванням з топки крайніми ширмами ІІ	кДж/кг	105,8	105,5	103,5	102,4
Температура пари на виході з центральних ширм ІІ	°C	586	582	568	574,1
Температура пари на виході з крайніх ширм ІІ	°C	602,3	598,4	586	595,4
Середня швидкість пари у крайніх ширмах ІІ	м/с	8,8	8,71	8,5	10,8
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби центральних ширм ІІ	Вт/(м ² °C)	3937	3952	4001	4765
Середня швидкість газу в ШПП ІІ	м/с	2,62	2,672	2,85	3,55
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ШПП ІІ	Вт/(м ² °C)	26,0	26,3	27,4	31,5
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб біля крайніх ширм ІІ	°C	639,5	636	627,3	657,5
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки центральних ширм ІІ	Вт/(м ² °C)	81,6	81,7	82,2	92,2
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в центральних ширмах ІІ	Вт/(м ² °C)	44,4	44,7	45,4	49,3
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в крайніх ширмах ІІ	Вт/(м ² °C)	44,3	44,5	45,4	49,2
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих у районі ШПП ІІ за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	707,6	730,2	814,3	979,7
Температура газів на виході ШПП ІІ	°C	661,7	660	656	696,9

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
ПОВОРОТНА КАМЕРА					
Середня швидкість газу в районі підвісних економайзерних труб	м/с	2	2,1	2,2	2,71
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб стелі в районі поворотної камери	°C	615,8	613,4	603	601
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб стелі в районі поворотної камери	Вт/(м ² °C)	126,3	125,6	123,3	129,4
Коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб екранів в районі поворотної камери	Вт/(м ² °C)	123,9	123,3	120,9	128,2
Теплосприйняття екранів у районі поворотної камери за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	103,2	106,8	121,0	175,7
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	445	445	443,6	473,2
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки підвісних економайзерних труб	Вт/(м ² °C)	121,5	122,1	122,1	137,1
Сумарне теплосприйняття поверхонь поворотної камери	кДж/кг	443,8	448,4	468,1	537,2
Теплосприйняття поворотної камери за балансом	кДж/кг	464,7	450,5	466,4	537,8
Температура газів на виході з поворотної камери	°C	625	624,4	621	654,4
Температура пари на виході з труб екранів поворотної камери	°C	568	564,4	549,2	515,9
Температура води на вході економайзера після змішування потоків живильної води та робочої середовища, що виходить з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°C	269,3	269,3	269,2	268,6
ВИХІДНИЙ СТУПІНЬ ПАРОПЕРЕГРІВНИКА ВТОРИННОЇ ПАРІ (ППП2)					
Середня швидкість парі у змійовиках PPP2	м/с	35,8	35,8	35,9	31,8
Температура пари на вході у змійовики PPP2	°C	582,2	583	584,5	565,6
Температура газів на виході з PPP2	°C	606,6	606	605,8	619
Середня швидкість газу між змійовиками PPP2	м/с	3,8	3,91	4,18	5,1
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб PPP2	°C	604,4	604	603,8	613,4
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків PPP2	Вт/(м ² °C)	70,7	71,2	73,2	80,4

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків ППП2	Вт/(м ² °С)	51,8	52,1	53,9	57,6
Теплосприйняття змійовиків ППП2 за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	236,5	228,8	205,1	449,7
ПЕРШИЙ СТУПІНЬ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРІВНИКА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ППП1)					
Температура пари на вході у змійовики ППП1	°С	541,8	542	544,6	484,5
Температура пари на виході із змійовиків ППП1	°С	582,2	583	584,5	565,6
Температура газів на виході з ППП1	°С	562,68	563	566	534
Середня швидкість пари у змійовиках ППП1	м/с	35,9	35,9	36	31,3
Середня швидкість газу в ППП1	м/с	3,8	3,84	4,12	4,83
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби змійовика ППП1	Вт/(м ² °С)	751,6	751,7	752,5	878,3
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ППП1	°С	567,68	568	570	539
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків ППП1	Вт/(м ² °С)	67,3	67,9	60,33	70,2
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків ППП1	Вт/(м ² °С)	50,2	50,6	51,8	54,4
Теплосприйняття змійовиків ППП1 за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	533,4	529,2	520,4	1045,8
ЕКОНОМАЙЗЕР					
Температура води на виході з економайзера	°С	324,8	325,4	328	316,3
Температура води на вході в економайзер	°С	269,3	269,3	269,2	268,6
Теплосприйняття економайзера за балансом	кДж/кг	1940,5	1960,2	2068,2	1632,8
Температура газів на виході з економайзера	°С	398,6	400,4	406	399,6
Середня швидкість води в економайзері	м/с	0,389	0,389	0,391	0,482
Середня швидкість газу в економайзері	м/с	3,6	3,68	3,9673	4,58
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб економайзера	°С	377,1	377,4	379	372,5
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки економайзера	Вт/(м ² °С)	65,1	65,5	68,2	73,3
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до води в економайзері	Вт/(м ² °С)	52,0	52,5	54,2	57,5

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
Теплосприйняття економайзера за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	1940,5	1960,2	2068,2	1632,4
РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ОБЕРТАЛЬНИЙ ПІДГРІВНИК ПОВІТРЯ (РП)					
Гаряча частина					
Температура гарячого повітря на виході з РОП	°С	338,2	340	344,66	336,6
Теплосприйняття гарячої частини РОП за балансом (повітря)	кДж/кг	2435,0	2442,9	2487,3	2414,4
Температура газу на виході з РВП	°С	162	163,8	165,3	165,6
Температурний напір в РВП	°С	73,55	73,58	74,8	76
Середня швидкість газу в РВП	м/с	4,8	4,82	4,85	6,1
Середня швидкість повітря в РВП	м/с	3,9	3,95	3,965	4,9
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря РОП	Вт/(м² °С)	34,3	34,3	34,4	41,2
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки РВП	Вт/(м² °С)	41,6	41,6	41,8	50,0
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря	Вт/(м² °С)	7,11	7,11	7,11	8,55
Теплосприйняття РОП за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	2443,4	2444,6	2486,9	2413,2
Температура гарячого повітря на вході в гарячу частину РОП	°С	76	76,8	77,1	76,6
Мінімальна температура стінки в гарячій частині РОП	°С	122,6	124,4	125,46	125,5
Температура точки роси	°С	89,3	89,3	89,3	89,3
Холодна частина					
Температура гарячого повітря на виході з холодної частини РОП	°С	76	76,8	77,1	76,6
Температура холодного повітря на вході в РОП	°С	30	30	30	30
Температура газів на виході з РОП	°С	118	119	119	121
Середня швидкість газу в холодній частині РОП	м/с	3,866	3,88	3,9	4,9
Середня швидкість повітря в холодній частині РОП	м/с	2,6673	2,68	2,68	3,36
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря в холодній частині РОП	Вт/(м² °С)	17,4	17,4	17,4	20,9
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки холодної частини РОП	Вт/(м² °С)	22,6	22,6	22,6	27,1
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря в холодній частині РОП	Вт/(м² °С)	3,72	3,72	3,72	4,48
Теплосприйняття холодної частини РОП за рівнянням теплопередачі	кДж/кг	432,1	435,8	444,6	427,9

Найменування величини	Одиниця виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
		Навантаження, %			
		40	40	40	50
Мінімальна температура стінки в холодній частині РОП	°C	78,1	79	79,1	80,8

Параметр	Номер варіанту						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
реакції частинки фракції i $k_{c+o_2,i}$, м/с	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275
	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
	0,937	0,926	0,926	0,938	0,936	0,926	0,935
Швидкість газу в КШ u_{gb} , м/с	1,36	1,366	1,373	1,48	1,49	1,494	1,49
Перетин КШ f_b , м ²	3,6	4,1	5,2	3,74	4,3	5,42	4,58
Тепло, необхідне для випаровування живильної води Q_{is} , кВт	5277.8	5277.8	5277.8	5277.8	5277.8	5277.8	5277.8
Тепло, що виділяється в КШ за рахунок гетерогенної реакції Q_h , кВт	3333.3	3333.3	3333.3	3333.3	3333.3	3333.3	3333.3
Тепло, що вноситься гарячим повітрям у КШ $Q_{air,b}$, кВт	141.3	163.1	206.6	160.2	184.8	234.1	197.1
Тепло, яке вносить паливо в КШ Q_{uglb} , кВт	269.6	264.7	256.6	305.6	305.6	305.6	305.6
Тепло, віднесене газами із КШ $Q_{gb,e}$, кВт	1666.7	1888.9	2361.1	1888.9	2138.9	2277.8	2694.4
Тепло, віднесене шлаком із КШ Q_{slag} , кВт	116.3	116.1	116.0	131.9	131.7	131.5	131.6
Тепло, сприйняте екранами КШ $Q_{кр,b}$, кВт	1694.4	1444.4	888.9	2000.0	1694.4	1111.1	1500.0
Тепло, що вноситься рециркулюючою масою в КШ Q_{rec0} , кВт	245.7	277.8	361.1	233.5	269.5	333.3	305.6
Коефіцієнт кондуктивно-конвективної тепловіддачі між шаром та частинкою фракції i α_{condi} , кВт/(м ² ·К)	3,41	3,41	3,41	3,42	3,42	3,42	3,42
	1,9	1,9	1,9	1,92	1,92	1,92	1,9
	1,19	1,19	1,19	1,2	1,2	1,2	1,2
	0,75	0,754	0,754	0,75	0,764	0,765	0,765
	0,49	0,495	0,495	0,49	0,5	0,5	0,5
	0,29	0,29	0,29	0,292	0,292	0,292	0,292
Коефіцієнт променевого теплообміну між шаром та частинкою фракції i α_{radi} , кВт/(м ² ·К)	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375	0,375
	0,376	0,375	0,375	0,376	0,376	0,375	0,376
Еквівалентний діаметр частинок у шарі $\delta_{ek,b}$, м	$7,3 \cdot 10^{-4}$			$7,8 \cdot 10^{-4}$			
Еквівалентна густина частинок у КШ $\rho_{p,ek}$, кг/м ³	1452			1444			
Швидкість витання частки фракції i u_{vit} , м/с	1,35	1,358	1,365	1,35	1,358	1,365	1,36
	3,34	3,349	3,36	3,34	3,349	3,365	3,35

Параметр	Номер варіанту						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
	4,78	4,8	4,82	4,78	4,8	4,8	4,8
	7,45	7,468	7,5	7,45	7,468	7,5	7,48
	11,15	11,18	11,22	11,15	11,18	11,2	11,2
	18,1	18,2	18,22	18,1	18,2	18,2	18,2
Витрата рециркулюючої маси B_{pec} , кг/год	2486	2835	3535	2362	2727	3444	3131

Таблиця Д5 – Характеристики котла НКШ. Перехідна зона

Параметр	Номери варіантів						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Середня температура фаз $t_{пз}$, °C	1094	1076	1048	1122	1100	1066,6	1009
Тепло, що залишилося, необхідне для випаровування живильної води $Q_{нп,кш}$, кВт	3611	3889	4444	3333	3611	4167	3889
Витрата повітря, необхідна для горіння летких $B_{air,лет}$, кг/год	3324						
Витрата вуглецю на виході із ПЗ $B_{C,зп}$, кг/год	124			74			
Витрата повітря, необхідна для горіння вуглецю $B_{air,C,пз}$, кг/год	1433			859,5			
Сумарна витрата повітря, що вноситься до ПЗ $B_{air,пз}$, кг/год	4757			4184			5645
Витрата летких на вході до ПЗ $B_{лет}$, кг/год	356,6						
Витрати газів на виході з ПЗ з урахуванням водяної пари, палива, що утворилося в результаті випару вологи $B_{гпз,Σ}$, кг/год	11209	12069	13788	11430	12405	14353	14353
Витрата CO ₂ на виході із ПЗ $B_{CO_2,пз}$, кг/год	1978			2159			
Витрата H ₂ O на виході з ПЗ B_{H_2O} , кг/год	574						
Витрата N ₂ на виході із ПЗ $B_{N_2,пз}$, кг/год	7971	8632	9956	8103	8853	10353	10353
Витрата O ₂ на виході із ПЗ $B_{O_2,пз}$, кг/год	626	824	1219	534	758	1206	1206
Витрата SO ₂ на виході з ПЗ $B_{SO_2,пз}$, кг/год	61,5						
Витрата газів на вході до ПЗ $B_{гпз0}$, кг/год	10714	11574	13293	10936	11910	13858	13858

Тепло, яке вносить паливо в ПЗ без урахування вологи палива $Q_{\text{углдз}}$, кВт	10,16						
Тепло, що вноситься повітрям у ПЗ $Q_{\text{air,пз}}$, кВт	120,3		105,8				142,8
Тепло, що виділяється при горінні летких у ПЗ $Q_{\text{лет}}$, кВт	4166,7						
Тепло, що вноситься рециркулюючою масою в перехідну зону $Q_{\text{рец,пз}}$, кВт	583.3	666.7	805.6	555.6	638.9	805.6	722.2

Таблиця Д6. – Характеристики котла НКШ. Зона пневмотранспорту

Параметр	Номери варіантів						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Густина газу на вході $\rho_{g,зп0}$, кг/м ³	0,28	0,279	0,28	0,273	0,276	0,28	0,293
Швидкість газу на вході $u_{g,зп0}$, м/с	3,3	3,5	3,95	3,4	3,65	4,16	3,97
Густина газу на виході $\rho_{g,зп,е}$, кг/м ³	0,356	0,35	0,35	0,36	0,354	0,35	0,35
Швидкість газу на виході $u_{g,зп,е}$, м/с	2,58	2,8	3,2	2,6	2,86	3,34	3,3
Температура газу на вих. $t_{g,зп,е}$, °C	799,8	802,4	801,9	798,6	801,4	803,2	798,9
Сумарна витрата газу на виході $B_{g,зп,е}$, кг/год	11333	12193	13911	11505	12478	14426	14426
Витрата O2 на виході $B_{O_2,зп,е}$, кг/год	296,94	492	890	335	561	1009	1009
Витрата H2O на виході B_{H_2O} , кг/год	573,36	573,36	573,36	573,36	573,36	573,36	573,36
Витрата N2 на виході $B_{N_2,зп,е}$, кг/год	7971	8633	9956	8103	8853	10353	10353
Витрата CO2 на виході $B_{CO_2,зп,е}$, кг/год	2430	2433	2430	2432	2429,5	2429,9	2430
Променевий тепловий потік, сприйнятий екранами ЗП $Q_{экр,зп}$, кВт	2725.4	2742.9	2805.6	2414.2	2424.2	2482.8	2072.0
Переріз ЗП $f_{зп}$, м ²	3,42						
Температура стінки екр. ЗП $t_{экр,зп}$, °C	400						
Об'ємна концентрація рециркулюючих частинок на виході із ЗП $\beta_{\Sigma,пз,е} (\times 10^5)$	4,7	4,8	5,0	4,4	4,6	4,8	4,5
Швидкість золових частинок на виході $u_{ash,зп,е}$, м/с	2,4	2,65	3,08	2,472	2,72	3,2	3,19
Температура золових частинок на виході $t_{ash,зп,е}$, °C	791,9	794	794	791,3	793,6	795	791
Температура коксових частинок на виході $t_{C,зп,е}$, °C	795	799	801	795	799	804	800
Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від газу до золової частки на виході $\alpha_{conv,ash}$, кВт/(м ² ·К)	1,63	1,63	1,63	1,63	1,63	1,624	1,62
Концентрація O2 на вході, %	5,6	6,8	8,84	4,68	6,1	8,4	8,4
Концентрація вуглецю в рециркулюючій масі на виході із ЗП, %	23,6	14,9	3,8	16,6	9,72	2,1	10
Сумарні втрати тепла з механічним недопалом у топці, %	6,1	3,73	0,95	2,49	1,46	0,32	1,5

Таблиця Д7 – Початкові дані для розрахунку топки ЦКШ котлоагрегату

Параметр	Одиниця вимірюв.	Значення		
		I	II	III
Температура газу в киплячому шарі $t_{g,b}$	°C	900		
Фракційного склад палива (вісім фракцій):				
$\delta_{1\text{угл}}$	мм	0,2		
$\delta_{2\text{угл}}$	мм	0,315		
$\delta_{3\text{угл}}$	мм	0,4		
$\delta_{4\text{угл}}$	мм	0,63		
$\delta_{5\text{угл}}$	мм	1,0		
$\delta_{6\text{угл}}$	мм	1,6		
$\delta_{7\text{угл}}$	мм	2,5		
$\delta_{8\text{угл}}$	мм	3,5		
Масові частки Z_{pi} вузьких фракцій $\{\delta_{i\text{угл}}^*, \delta_{i\text{угл}}^{**}\}$ палива:				
Z_{p1}	—	0,0635		
Z_{p2}	—	0,071		
Z_{p3}	—	0,1458		
Z_{p4}	—	0,2145		
Z_{p5}	—	0,1376		
Z_{p6}	—	0,1604		
Z_{p7}	—	0,2072		
Густина частинок ρ_p	кг/м ³	1650		
Енергія активації E_a	кДж/кмоль	128000		
Витрата свіжого палива $B_{y\text{гл}}$	т/год	90,00		
Витрата первинного повітря під решітку B_{airI}	т/год	408,665		
Витрата вторинного повітря B_{airII}	т/год	213,013		
Витрата третинного повітря B_{airIII}	т/год	213,013		
Висота киплячого шару в робочих умовах H_b	м	8,5		
Висота надшарового простору $H_{\text{нп}}$	м	30		
Перепад тиску по висоті НП $\Delta P_{\text{нп}}$	Па	1000	1000	1800
Перепад тиску ΔP між відмітками 28,5 м і 38,5 м	Па	170		
Глибина топки (по фронту) H_1	м	12,96		
Ширина топки	м	10,8		
Ширина топки на рівні решітки H_0	м	2,61		
Поверхня екранів в районі КШ $f_{\text{экр,b}}$	м ²	656		
Температура стінки екранів в НП	°C	500		
Товщина обмурівки в зоні КШ	мм	50		
Товщина екранних труб	мм	5		
Коефіцієнт надлишку повітря α_{air}	—	1,2		
Діаметр коксозольних частинок НП $\delta_{\text{нп}}$:	мкм	150	250	250
Температура рециркулюючої маси на виході з ТОКШ	°C	700		
Температура гарячого повітря	°C	200		
Середня масова концентрація вуглецю в шарі C_c	%	1,2		
Переріз топки в районі надшарового простору $f_{\text{нп}}$	м ²	140		
Перепад тиску в КШ ΔP_b	Па	10000		

Таблиця Д8 – Результати розрахунків процесу горіння в топці ЦШС

Параметр	Одиниця вимірюв.	Значення		
		I	II	III
Температура внутрішньої поверхні торкрету t_{iz}	°C	875		
Коефіцієнт променевого теплообміну $\alpha_{rad,exp}$	кВт/(м²·К)	0,236		
Коефіцієнт кондуктивного теплообміну $\alpha_{cond,exp}$	кВт/(м²·К)	0,3372		
Коефіцієнт теплопередачі K_{tepl}	кВт/(м²·К)	0,026		
Сумарний коефіцієнт теплообміну між КШ і торкретом $\alpha_{\Sigma,b}$	кВт/(м²·К)	0,574		
Тепло, сприйняте екранами КС $Q_{exp,b}$	кВт	9389		
Тепло, внесене гарячим повітрям в КШ	кВт	35833		
Тепло, внесене паливом в КШ	кВт	400		
Тепло, що виділяється в КШ за рахунок горіння коксу	кВт	250000		
Тепло, винесене рециркулюючою масою з КШ	кВт	813889	736111	761111
Тепло, винесене золою, яка виводиться з КШ	кВт	1108333	816667	850000
Частка рециркулюючої маси, що проходить через ТОКШ A_{toks}	—	0,48		
Перепад тиску ΔP_b на ділянці КШ ($0 < z < 4$ м)	Па	5353		
Перепад тиску ΔP_b на ділянці КШ ($4 \text{ м} < z < 8,5$ м)	Па	4454		
Маса КШ (на одну воронку)	т	50,25		
Об'ємна частка кисню на виході з КШ	%	10,9		
Витрата газів на виході з КШ (без третинного повітря)	т/год	647304		
Частка кисню, витраченого в КШ, від всієї теоретично необхідної кількості окисника	%	39,2		
Постійна спаду експоненти h ($\times 100$)	м ⁻¹	5,96	5,96	9,10
Перепад тиску по висоті НП ΔP_{np}	Па	1053	1053	1845
Концентрація вуглецю в рециркулюючій масі в НП	%	2,3		

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор

ПрАТ «ТЕХЕНЕРГО»

Володимир ЗКАЛО



АКТ

використання результатів досліджень та розробок

Я, що нижче підписався, начальник відділу охорони навколишнього середовища ПрАТ «ТЕХЕНЕРГО» Філь Юрій Іванович, засвідчую, що результати досліджень шляхів реконструкції котлів для підвищення їх ефективності та екологічності, проведених при підготовці дисертаційної роботи наукового співробітника Інституту теплоенергетичних технологій Національної академії наук України Вифатнюка Володимира Григоровича «Розроблення науково-технічних методів підвищення ефективності та екологічності котлів на твердому паливі», використані ПрАТ «ТЕХЕНЕРГО» при розробленні технічних пропозицій по відновленню генеруючих потужностей ТЕС України.

Начальник ВОНС

A handwritten signature in blue ink, consisting of a stylized 'Y' and 'F' combined.

Юрій ФІЛЬ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Генеральний директор ТОВ

«FZ Solutions»



Наталія ШВЕЙКІНА

«15» 01 2026 р.

АКТ

використання результатів досліджень та розробок

Я, що нижче підписався, заступник Генерального директора ТОВ «FZ Solutions» Гнатенко Микола Андрійович, засвідчую, що результати досліджень процесів горіння твердого палива в котлах, теплогенераторах та газифікаторах для підвищення їх ефективності та екологічності, проведених при підготовці дисертаційної роботи наукового співробітника Інституту теплоенергетичних технологій Національної академії наук України Вифатнюка Володимира Григоровича «Розроблення науково-технічних методів підвищення ефективності та екологічності котлів на твердому паливі», увійшли в основу створення котельного та газогенераторного обладнання, що поставляються на промислові підприємства енергетичного сектору.

Заст. Генерального директора

Микола ГНАТЕНКО

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ

«ГК «САТЕР-ЕКОЕНЕРГО»



Анатолій СТАРОЖУК

«5» 01 2026 р.

АКТ

використання результатів досліджень та розробок

Я, що нижче підписався, головний інженер проєкту Фіонов Олег Вікторович, засвідчую, що результати досліджень процесів спалювання твердого палива в котлах, проведених при підготовці дисертаційної роботи наукового співробітника Інституту теплоенергетичних технологій Національної академії наук України Вифатнюка Володимира Григоровича «Розроблення науково-технічних методів підвищення ефективності та екологічності котлів на твердому паливі», використані ТОВ «ГК «САТЕР-ЕКОЕНЕРГО» при розробленні проєктів реконструкції промислових ТЕЦ для спалювання широкого спектру твердого палива.

Головний інженер проєкту

Олег ФІОНОВ

