



УКРАЇНА

(19) UA (11) 79967 (13) C2

(51) МПК (2006)

F23C 1/00

F23C 9/00

F23D 1/00

F23C 99/00

F23N 1/02

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) СПОСІБ КЕРУВАННЯ ЦИКЛОННИМ ПАЛЬНИКОМ

1

2

(21) 20041210881

(22) 21.05.2003

(24) 10.08.2007

(86) PCT/SE03/00817, 21.05.2003

(31) 0201621-0

(32) 29.05.2002

(33) SE

(46) 10.08.2007, Бюл. № 12, 2007 р.

(72) Льюнгдахль Боо, SE

(73) ТПС ТЕРМІСКА ПРОСЕССЕР АБ, SE

(56) US 4033505, A, 05.07.1977

US 5029557, A, 09.07.1991

US 6202578, B1, 20.03.2001

DE 3603788, A1, 06.08.1987

(57) 1. Спосіб керування процесом горіння у не-шлаківному циклонному пальнику після його запуску, який включає наступні операції: подачу палива у циліндричну камеру згорання циклонного пальника, подачу кисневмісного газу, необхідного для горіння, з тангенціальною швидкістю у камеру згорання, при цьому визначають нижню граничну швидкість газу і верхню граничну швидкість газу для газу, необхідного для горіння, підтримання швидкості газу, необхідного для горіння, між граничними швидкостями газу, підтримання одного з двох стехіометричних режимів - достехіометричного режиму та надстехіометричного режиму, за допомогою регулювання кількості кисню, що подається, відносно кількості палива, що подається, тобто навантаження по паливу, зміщення до другого з вказаних двох стехіометричних режимів, при цьому запобігаючи забезпеченню газу, необхідного для горіння, швидкості за межами діапазону, який визначається нижньою граничною швидкістю газу і верхньою граничною швидкістю газу.

2. Спосіб за п. 1, який додатково включає підтримання температури у камері згорання в інтервалі температур 700-1300 °С, переважно 900-1100 °С, при цьому кожна температурна точка в інтервалі температур разом з граничними швидкостями газу

визначає відповідне мінімальне навантаження по паливу і відповідне максимальне навантаження по паливу для зміщення від одного з двох стехіометричних режимів до другого стехіометричного режиму.

3. Спосіб за п. 2, який додатково включає змішування рециркулюючих топкових газів або іншого газу з низьким вмістом кисню, або інертного газу з кисневмісним газом, необхідним для горіння, до подачі газу, необхідного для горіння, у камеру згорання, тим самим знижуючи мінімальне навантаження по паливу при достехіометричному режимі.

4. Спосіб за п. 2, який додатково включає змішування рециркулюючих топкових газів або іншого газу з низьким вмістом кисню, або інертного газу з кисневмісним газом, необхідним для горіння, до подачі газу, необхідного для горіння, у камеру згорання, тим самим зменшуючи при однаковій загальній витраті газу концентрацію кисню і за допомогою цього утворення окисів азоту при надстехіометричному режимі.

5. Спосіб за п. 1 або 2, при якому дія з підтримання стехіометричного режиму являє собою підтримування по суті постійного стехіометричного відношення для того, щоб регулювати температуру.

6. Спосіб за п. 2 або 3, при якому стехіометричне відношення підтримують в певних межах, в той час як температуру в камері згорання регулюють за допомогою кількості рециркулюючого топкового газу або іншого газу з низьким вмістом кисню, або інертного газу, змішаного з кисневмісним газом, необхідним для горіння.

7. Спосіб за будь-яким із пп. 1-6, який включає подачу палива у вигляді частинок твердого палива, як, наприклад, деревних частинок, переважно деревних таблеток, звичайно подрібнених деревних таблеток діаметром до 4 мм.

8. Спосіб за п. 7, який включає наступні операції: при подачі порівняно невеликої кількості палива у камеру згорання регулюють кількість газу, необхідного для горіння, таким чином, щоб у камері згорання переважав надстехіометричний режим,

(13) C2

(11) 79967

(19) UA

при збільшенні кількості палива збільшують кількість газу, необхідного для горіння, за допомогою збільшення швидкості, з якою він подається у камеру згорання, при цьому підтримуючи надстехіометричний режим,

зміщують до достехіометричного режиму, зменшуючи відносну кількість газу, необхідного для горіння, за допомогою зниження швидкості газу, необхідного для горіння, до того, як швидкість газу досягне верхньої граничної швидкості газу, або коли кількість палива є такою, що досягається достехіометричний режим, який задовольняє критеріям температури у камері згорання, яка дорівнює 700-1300 °С, переважно 900-1100 °С, і швидкості газу, яка дорівнює нижній граничній швидкості газу або більшій, ніж ця швидкість.

9. Спосіб за п. 8, при якому після зміщення до достехіометричного режиму забезпечують при подальшому збільшенні кількості палива збільшення кількості газу, необхідного для горіння, за допомогою збільшення швидкості, з якою він подається у камеру згорання, при цьому підтримуючи достехіометричний режим.

10. Спосіб за п. 7, який включає наступні операції: при подачі порівняно великої кількості палива у камеру згорання регулюють кількість газу, необхідного для горіння, таким чином, щоб у камері згорання переважав достехіометричний режим, при зменшенні кількості палива зменшують кількість газу, необхідного для горіння, за допомогою зниження швидкості, з якою він подається у камеру згорання, при цьому підтримуючи достехіометричний режим,

зміщують до надстехіометричного режиму, збільшуючи відносну кількість газу, необхідного для горіння, за допомогою збільшення швидкості газу, необхідного для горіння, до того, як швидкість газу досягне нижньої граничної швидкості газу, або коли кількість палива є такою, що досягається надстехіометричний режим, який задовольняє критеріям температури у камері згорання, що дорівнює 700-1300 °С, переважно 900-1100 °С, і швидкості газу, яка дорівнює верхній граничній швидкості газу або меншій, ніж ця швидкість.

11. Спосіб за п. 10, при якому після зміщення до надстехіометричного режиму забезпечують при подальшому зменшенні кількості палива зменшення кількості газу, необхідного для горіння, за допомогою зниження швидкості, з якою він подається у камеру згорання, при цьому підтримуючи надстехіометричний режим.

12. Спосіб за будь-яким із пп. 7-11, при якому нижня гранична швидкість газу є найнижчою швидкістю для підтримування циркуляції щонайменше більшості частинок палива у камері згорання.

13. Спосіб за будь-яким із пп. 7-12, при якому для циклонного пальника з камерою згорання, що має центральну вісь симетрії, що проходить горизон-

тально, обчислюють тангенціальну нижню граничну швидкість газу $V_{g,t}$ зверху камери згорання, що визначається наступним диференціальним рівнянням:

$$C_d A_p \rho_g \frac{[V_{g,t} - V_{p,t}]^2}{2} - \mu m_p \left[g \cos(\varphi) + \frac{V_{p,t}^2}{R} \right] - m_p g \sin(\varphi) = m_p V_{p,t} \frac{\delta V_{p,t}}{\delta S}$$

, де:

μ - коефіцієнт тертя;

C_d - коефіцієнт гальмування;

A_p - площа поперечного перерізу частинки палива;

ρ_g - щільність газу, необхідного для горіння;

φ - кут до вертикалі, тобто 180° зверху камери згорання;

$V_{g,t}$ - тангенціальна швидкість газу;

$V_{p,t}$ - тангенціальна швидкість частинки;

m_p - маса частинки;

g - постійна сила тяжіння;

R - радіус камери згорання циклонного пальника;

S - відстань, яку проходить частинка по периферії.

14. Спосіб за будь-яким із пп. 7-12, при якому для циклонного пальника з камерою згорання, що має центральну вісь симетрії, що проходить вертикально, обчислюють тангенціальну нижню граничну швидкість газу $V_{g,t}$, що визначається наступним рівнянням:

$$V_{g,t} = \sqrt{gR \frac{\tan(\alpha) - \mu}{\mu \tan(\alpha) + 1}} + \sqrt{\frac{A}{3} d_p \frac{\rho_p \mu}{\rho_g C_d} \left[g \cos(\alpha) + g \frac{\tan(\alpha) - \mu}{\mu \tan(\alpha) + 1} \sin(\alpha) \right]}$$

, де:

$V_{g,t}$ - тангенціальна швидкість газу;

g - постійна сила тяжіння;

R - радіус камери згорання циклонного пальника;

α - кут до горизонталі;

μ - коефіцієнт тертя;

d_p - діаметр частинки палива;

ρ_p - щільність частинки палива;

ρ_g - щільність газу, необхідного для горіння;

C_d - коефіцієнт гальмування.

15. Спосіб за будь-яким із пп. 7-14, при якому верхня гранична швидкість газу є найвищою швидкістю, допустимою для запобігання винесенню великої кількості частинок палива, що не згоріли, з камери згорання, і що дорівнює 20-50 м/с, переважно 25-40 м/с, як, наприклад, близько 30 м/с.

Даний винахід відноситься до способу керування процесом горіння у нешлаквеному циклонному пальнику після його запуску.

Підігрівальний або топковий пальник циклонного типу може бути описаний як "адіабатичний" круглий пальник, який має камеру згорання, в яку тангенціально вводиться газ, необхідний для го-

ріння, як, наприклад, повітря для утворення вихрового потоку. Частинки палива вводяться у газовий потік і під дією відцентрової сили будуть переміщатися вздовж стінки камери. Паливо у циклонному пальнику переважно містить подрібнені частинки, але в порівнянні з твердопаливним пальником, що стоїть окремо, потреба у дрібнозернистому матеріалі набагато менше.

У багатьох випадках застосування температура всередині циклонного пальника є настільки високою, що паливна зола розплавляється і утворює шлак, який необхідно безперервно видаляти з пальника. Це звичайно відбувається у випадку, коли пальник використовується для спалення вугілля. В інших випадках застосування, особливо при спаленні деревини, температуру регулюють таким чином, щоб уникнути налипання розплавленої золи.

У більшості випадків застосування циклонний пальник має вогнетривку футерівку, що запобігає корозії і зводить до мінімуму теплові втрати. У сполученні з теплонапруженістю це призводить до приблизно адіабатичної температури всередині пальника.

У багатьох випадках застосування потрібно підтримувати температуру у визначеному інтервалі температур для того, щоб досягати задовільного згоряння вуглецю, при цьому уникаючи недопалів, пов'язаних з високою температурою, наприклад, вищезазначеного налипання. Найбільша температура досягається якраз при стехіометричному режимі, тобто при режимі, коли кількість кисню в газі, що вводиться, необхідному для горіння, або у повітрі дорівнює кількості кисню для повного згоряння палива. При введенні меншої кількості кисню, тобто при достехіометричному режимі, температура буде нижчою, і те саме має місце при введенні більшої кількості кисню, тобто при надстехіометричному режимі, оскільки надмірний кисень буде служити як охолоджуюче середовище. Це показано на Фіг.1.

Відношення робочих меж регулювання, тобто відношення максимального робочого навантаження по паливу до мінімального робочого навантаження по паливу для даного циклонного пальника лімітується потребою у циркуляції частинок і інтенсивним винесенням частинок (просакуванням). Іншими словами, витрата газу або швидкість газу повинна бути вище нижньої межі для того, щоб забезпечувати захоплення частинок палива, при цьому не допускаючи порушення такого захоплення частинок палива через дію сил тяжіння і тертя, а також повинна бути нижче верхньої межі для того, щоб не допускати вихід частинок з камери згоряння до їх повного згоряння.

Шлаківний циклонний пальник має найбільш широке застосування. Він працює при надстехіометричному режимі, що пояснюється, в основному, необхідністю уникнути утворення корозійного середовища при відновних умовах спалення вугілля. Звичайно можливим є відношення робочих меж регулювання, яке дорівнює 2:1. У шлаківному циклонному пальнику відбувається повне плавлення частинок золи, яка видаляється, в основному, у вигляді шлаку. У протилежність цьому не-

шлаківний циклонний пальник працює при такому режимі, при якому не буде відбуватися сильне шлакування всередині пальника. Тим самим зола видаляється, в основному, у вигляді твердих частинок легкої золи. Нешлаківні циклонні пальники можуть працювати як при достехіометричному режимі, так і при надстехіометричному режимі, хоча частіше за все - при надстехіометричному режимі. Звичайно можливим є відношення робочих меж регулювання, яке дорівнює 4:1. Переважна робота при достехіометричному режимі, тому що у такому випадку пальник може бути виготовлений більш компактним. Можна вважати, що питома об'ємна витрата газів через циклонний пальник ($\text{м}^3/\text{кг}_{\text{паливо}}$) приблизно пропорційна стехіометричному відношенню, і, таким чином, більш високе теплове навантаження можливе при достехіометричному режимі.

Згідно з попереднім рівнем техніки забезпечується невелика регульованість відносно процесу горіння у циклонному пальнику, при цьому, працюючи у необхідному інтервалі температур, важко досягнути відношення робочих меж регулювання більше ніж 4:1. Основні причини цього полягають у тому, що час перебування частинок палива у камері згоряння є обмеженим при високій витраті газу або що циркуляція у камері згоряння стає недостатньою при низькій витраті газу. Одним можливим технічним рішенням для досягнення більшого відношення робочих меж регулювання було б використання довшого пальника. Однак, така конструкція була б дорогою, об'ємною і потребувала великого простору. Крім того, довший пальник створював би значну складність по його розміщенню у разі необхідності заміни ним звичайного існуючого пальника.

Задачею даного винаходу є створення способу, який забезпечує можливість кращого контролю та регулювання компактного нешлаківного циклонного пальника.

Іншою задачею даного винаходу є створення способу, який дозволяє збільшити можливе відношення робочих меж регулювання для даного циклонного пальника.

Ці та інші задачі, які стануть очевидними з подальшого опису, досягаються за допомогою способу, визначеного у прикладеній формулі винаходу.

Винахід оснований на тому, що за допомогою зміщення між достехіометричним режимом та надстехіометричним режимом в одній і тій самій зоні камери згоряння нешлаківного циклонного пальника можна досягнути кращої регульованості і більшого відношення робочих меж регулювання, ніж у попередньому рівні техніки.

Звичайно необхідно підтримувати температуру у камері згоряння циклонного пальника в обмеженому інтервалі температур. Чим нижче температура у камері згоряння, тим повільніше швидкість згоряння частинок вугілля, що досягається, (залишок після піролізу), і, крім того, спричинене цим накопичення вугілля у пальнику, можливо, призводить також до меншої продуктивності циклонного пальника. Нижня межа інтервалу температур дорівнює, щонайменше, 700°C і переваж-

но 900°C. Однак при певних умовах, як, наприклад, для конкретного виду палива, ця межа може бути навіть нижчою, наприклад, 600°C. Верхня межа інтервалу температур залежить, між іншим, від плавлення і налипання згорілого палива. Верхня межа інтервалу температур дорівнює, найбільше, 1300°C і переважно 1100°C. Однак при певних умовах, як, наприклад, для конкретного виду палива ця межа може бути навіть вищою, як, наприклад, 1400°C. Це означає, що для підтримання температури в бажаному інтервалі температур кількість газу, необхідну для горіння, потрібно регулювати відповідно до кількості палива, присутнього у камері згорання. Іншими словами, згідно з, щонайменше, одним варіантом здійснення винаходу, один з двох стехіометричних режимів - достехіометричний режим і надстехіометричний режим - підтримують за допомогою регулювання кількості кисню, що подається, відносно кількості палива, що подається.

Таким чином, якщо зменшується навантаження, тобто кількість палива, що подається у камеру згорання, то тоді для підтримання одного і того самого стехіометричного режиму можна також зменшити витрату газу, необхідного для горіння. Отже, найменша можлива витрата газу, або швидкість газу для підтримання циркуляції частинок палива звичайно буде визначати нижню межу навантаження. Потрібно зазначити, якщо циклонний пальник працює при достехіометричному режимі, то можна зменшити навантаження не тільки до межі навантаження, при якій витрата газу була б на межі недостатності для створення вихрового руху, але також до навіть меншого навантаження за допомогою зміщення до надстехіометричного режиму при вказаній межі навантаження. Це означає, що раптово подається надмірний газ, необхідний для горіння, що дає можливість значно знизити навантаження. Температуру можна підтримувати в бажаному інтервалі температур як при достехіометричному режимі, так і при надстехіометричному режимі.

Як згадувалося раніше, робота циклонного пальника лімітується: а) мінімальною або нижньою граничною швидкістю газу, здатною забезпечити циркуляцію частинок палива, і б) максимальною або верхньою граничною швидкістю газу, що встановлює межу, при якій винесення частинок, що не згоріли, стає дуже великим. Для даної циклонної печі і даного палива можна вибрати або роботу при надстехіометричному режимі з порівняно низьким максимальним навантаженням, або роботу при достехіометричному режимі з порівняно високим мінімальним навантаженням. Поєднуючи ці режими роботи, можна збільшити відношення робочих меж регулювання.

Згідно з одним варіантом здійснення винаходу пропонується спосіб керування процесом горіння у циклонному пальнику. Згідно з цим способом паливо подають у циліндричну камеру згорання циклонного пальника, а кисневмісний газ, необхідний для горіння, як, наприклад, повітря, вводять з тангенціальною складовою швидкості у камеру згорання таким чином, щоб забезпечити, щонайменше, часткову циркуляцію палива вздовж стінки

камери з метою газифікації або спалення палива. Для газу, необхідного для горіння, визначають його нижню граничну швидкість і верхню граничну швидкість. Швидкість газу, необхідного для горіння, підтримують між граничними швидкостями газу. Регулюючи кількість кисню, що подається, відносно кількості палива, що подається, можна підтримувати або достехіометричний режим, або надстехіометричний режим. Крім того, спосіб забезпечує зміщення до іншого одного з двох стехіометричних режимів, при цьому запобігаючи набуванню газом, необхідним для горіння, швидкості за межами діапазону, що визначається нижньою граничною швидкістю газу і верхньою граничною швидкістю газу.

Це означає, що незалежно від напрямку зміщення, тобто від достехіометричного режиму до надстехіометричного режиму або навпаки, швидкість газу, необхідного для горіння, буде не нижче, ніж нижня гранична швидкість газу, і не вище, ніж верхня гранична швидкість газу. Це відноситься до стану як до, так і після дії по зміщенню від одного стехіометричного режиму до іншого, а також до часу фактичного зміщення.

Для даної температури у камері згорання температура разом з граничними швидкостями газу визначає можливу перехідну зону, тобто інтервал навантажень по паливу, в якому можливий перехід або зміщення від одного з двох стехіометричних режимів до іншого відповідно до технічних рішень, щонайменше, одному варіанті здійснення даного винаходу. Мінімальне навантаження по паливу і максимальне навантаження по паливу в такому інтервалі залежать від температури.

Як встановлено, змішуючи рециркулюючий паливний газ з кисневмісним газом, необхідним для горіння, до подачі останнього у камеру згорання, можна розширити можливу перехідну зону. Іншими словами, для кожної даної температури додавання рециркулюючого паливного газу до кисневмісного газу, необхідного для горіння, буде призводити до меншого мінімального навантаження по паливу, ніж та, яка була б у випадку без додавання рециркулюючого паливного газу.

Додавання рециркулюючого паливного газу впливає як на достехіометричний режим, так і на надстехіометричний режим. Відношення робочих меж регулювання при достехіометричному режимі може бути ще більше розширене, якщо рециркулюючі топкові гази змішувати з газом, необхідним для горіння, до подачі цього газу у камеру згорання. Цей вплив подвійний. По-перше, рециркулюючий топковий газ збільшує витрату газу без збільшення тепла, що виділяється паливом. Стехіометричне відношення залежить від кількості кисневмісного газу. Оскільки деяка частина цього кисневмісного газу може бути заміщена топковим газом, по суті, що не містить кисень (або що має дуже невелику кількість кисню), то достехіометричний режим буде досяжним при навіть меншому навантаженні, ніж у випадку, коли не відбувається ніякої рециркуляції топкового газу, причому без шкоди для дії циркуляції. Таким чином, мінімальна межа витрати газу досягається при меншому навантаженні. По-друге, рециркулюючий топковий

газ служить як баласт. Таким чином, потрібний додатковий кисневмісний газ, необхідний для горіння, як, наприклад, повітря для того, щоб паливо давало більше тепла для підтримки тим самим температури, і, іншими словами, стехіометричне відношення змінюється трохи ближче до 1. Це означає, що мінімальна межа досягається ще при меншому навантаженні.

При надстехіометричному режимі доданий топковий газ буде частково заміщати надмірне повітря, що поступає в зону горіння. Топковий газ буде діяти як баласт, і це означає, що одна і та сама кількість палива буде забезпечувати нагрівання більшої маси, тим самим даючи можливість використати для охолодження менше повітря, що надходить в зону горіння. У випадку, якщо загальна витрата газу буде залишатися однією і тією ж самою, то перевага буде полягати у зменшенні концентрації кисню. Отже, утвориться менше окис азоту.

Основним результатом використання рециркулюючого топкового газу є те, що збільшується діапазон навантажень, в межах якого можна працювати при достехіометричному режимі.

Як альтернатива рециркулюючому паливному газу було б можливе одержання схожого результату, тобто розширення можливої перехідної зони за допомогою змішування газу, необхідного для горіння, з будь-яким інертним газом або газом, що має менший відсотковий вміст кисню.

Хоча можна змінювати кількість газу, необхідного для горіння (як, наприклад, повітря), для того, щоб регулювати температуру у камері згорання, альтернативою є використання рециркулюючого топкового газу (або інертного газу, або газу з низьким вмістом кисню) для регулювання температури у камері згорання. Це необхідно в тих випадках, коли треба підтримувати заздалегідь встановлене стехіометричне відношення, при цьому регулюючи температуру зміною кількості рециркулюючого газу, доданої до газу, необхідного для горіння. Швидкість газу підтримують в заздалегідь встановлених межах.

Згідно з щонайменше одним варіантом здійснення винаходу стехіометричний режим контролюють без змішування якого-небудь додаткового інертного газу або рециркулюючого топкового газу з газом, необхідним для горіння. У цьому випадку можна підтримувати по суті постійне стехіометричне відношення між киснем і паливом, яке не дорівнює 1, тобто при одному з двох режимів - достехіометричному та надстехіометричному, регулюючи кількість газу, що подається, необхідного для горіння, в залежності від кількості палива, що подається. Одне по суті постійне стехіометричне відношення підтримують до дії зміщення, а інше відношення - після дії зміщення від одного стехіометричного режиму до іншого. Таким чином, якщо має місце порівняно низьке навантаження, тобто у камері згорання подається невелика кількість палива, то по суті постійне надстехіометричне відношення можна підтримувати аж до часу зміщення до по суті постійного достехіометричного відношення, причому час зміщення, як правило, залежить від розміру навантаження. Термін "по

суті постійне стехіометричне відношення" слід розуміти як допущення такої зміни стехіометричного відношення, яке забезпечує температуру в межах певного бажаного інтервалу температур. Наприклад, лише як ілюстративний приклад робиться посилання на Фіг.1, на якій для інтервалу температур 1200°C-1300°C достехіометричне відношення повинне бути близько 0,4-0,45, а надстехіометричне відношення - близько 1,8-2. Таким чином, до і після часу зміщення, але не під час зміщення, коли навантаження збільшується або зменшується, кількість газу, необхідного для горіння, відповідно збільшується і зменшується для підтримки по суті постійного стехіометричного відношення.

Існують різні варіанти регулювання кількості газу, що необхідний для горіння і що подається у камеру згорання. Лімітуючими факторами є нижня гранична швидкість газу і верхня гранична швидкість газу у камері згорання. Швидкість газу, що необхідний для горіння і що надходить від впускного отвору для цього газу, буде по суті зберігатися при його входженні у камеру згорання і тангенціальному переміщенні в ній, тобто втрати можна розглядати як нікчемні. Мається на увазі, що проста конструкція повинна бути забезпечена впускним отвором для газу, необхідного для горіння, який має постійну площу поперечного перерізу. Збільшуючи або зменшуючи кількість газу, що необхідний для горіння і що вводиться у камеру згорання, можна регулювати швидкість газу. З іншого боку, можна з постійною швидкістю подавати газ, необхідний для горіння (зі швидкістю між граничними швидкостями газу), і лише змінювати площу живого перерізу впускного отвору. Велику площу живого перерізу використовують в тих випадках, коли потрібна велика витрата газу, тобто велика кількість газу, в той час як невелику площу живого перерізу використовують в тих випадках, коли потрібна невелика кількість газу. Як описувалося вище, необхідна кількість газу залежить від кількості палива. Іншим альтернативним способом регулювання є зміна як площі поперечного перерізу впускного отвору, так і швидкості подачі газу, необхідного для горіння. Таким чином, у всіх трьох випадках можна регулювати витрату газу, тобто об'єм за одиницю часу.

Для вимірювання і підрахунку швидкості газу, необхідного для горіння, можна використати швидкостемір або витратомір на трубопроводі для подачі газу. Відповідно для підрахунку кількості палива, що подається у камеру згорання, можна використати такі вимірювальні пристрої, як швидкостемір або витратомір. Такі вимірювання і розрахунки служать як основа для прийняття рішення про час зміщення від одного стехіометричного режиму до іншого стехіометричного режиму.

Описаний спосіб керування процесом горіння у циклонному пальнику застосовний до твердого, рідкого або газоподібного палива. Як встановлено, він особливо підходить для використання з твердим паливом. Придатним твердим паливом є будь-який вид органічного палива. Тверде паливо може бути у вигляді частинок, наприклад, деревних частинок, переважно деревних таблеток, зви-

чайно подрібнених деревних таблеток діаметром аж до 4мм.

При використанні частинок твердого палива найменшу швидкість для підтримки циркуляції, щонайменше, більшості частинок палива у камері згоряння встановлюють як нижню граничну швидкість газу. Нижня гранична швидкість газу може бути також встановлена на основі найбільшого розміру частинок палива або на якій-небудь іншій основі. Наприклад, частинки палива будь-якого виду при входженні у камеру згоряння будуть швидко виділяти летку речовину, що міститься в них, що призводить до зменшення щільності частинок. Отже, в таких випадках може виявитися придатним те, щоб ґрунтувати мінімальну або нижню тангенціальну швидкість газу на щільності частинок після виділення з них леткої речовини. У деревних частинок ця щільність звичайно становить 250 кг/м^3 , тобто близько чверті щільності частинок до їх надходження у камеру згоряння.

Для "лежачого" циклонного пальника з камерою згоряння, що має центральну вісь симетрії, що проходить горизонтально, нижню граничну швидкість газу встановлюють таким чином, щоб задовольнялися визначені критерії зверху камери згоряння.

Для циклонного пальника з камерою згоряння, що має горизонтальну центральну вісь і круглий поперечний переріз у вертикальній площині, циркулюючий газовий потік у камері згоряння можна розглядати як такий, що не розширюється, і, отже, тангенціальна окружна швидкість дорівнює швидкості газу на вході.

На частинки палива діють п'ять сил, а саме;
сила тяжіння $F_g = m_p g$;

відцентрова сила $F_c = m_p \frac{V_{p,t}^2}{R}$;

сила тертя $F_f = -\mu m_p a_n$;

тангенціальна сила гальмування

$$F_{d,t} = C_d A_p \rho_g \frac{[V_{gt} - V_{p,t}]^2}{2} ;$$

радіальна сила гальмування

$$F_{dr} = C_d A_p \rho_g \frac{[V_{gr} - V_{p,r}]^2}{2} ;$$

де:

m_p - маса частинки;

g - постійна сила тяжіння;

R - радіус камери згоряння циклонного пальника;

$V_{g,t}$ - тангенціальна швидкість газу;

$V_{g,r}$ - радіальна швидкість газу;

$V_{p,t}$ - тангенціальна швидкість частинки;

$V_{p,r}$ - радіальна швидкість частинки;

μ - коефіцієнт тертя;

a_n - прискорення в перпендикулярному напрямку;

C_d - коефіцієнт гальмування;

A_p - площа поперечного перерізу частинки палива;

ρ_g - щільність газу, необхідного для горіння.

Нижню граничну швидкість газу встановлюють таким чином, щоб як раз запобігти падінню частинки у найвищому місці (зверху). Це має місце у тому випадку, коли сила тяжіння і радіальна сила галь-

мування врівноважують відцентрову силу, що призводить до нульового тертя. Гранична тангенціальна швидкість частинки стає:

$$V_{p,t} = \sqrt{R \left[g + C_d \frac{A_p}{m_p} \rho_g \frac{(V_{g,t} - V_{p,t})^2}{2} \right]} = \sqrt{R \left[g + \frac{3 C_d \rho_g}{4 d_p \rho_p} (V_{g,t} - V_{p,t})^2 \right]}$$

Радіальну силу гальмування можна прийняти як нехтувано малу, і тоді гранична тангенціальна швидкість частинки ($V_{p,t}$) визначається таким чином:

$$V_{p,t} = \sqrt{gR}$$

Однак, тангенціальна швидкість газу всередині камери згоряння повинна бути більшою, ніж гранична швидкість частинки. Нижня гранична швидкість газу може бути встановлена розв'язанням нижчеповеденого диференціального рівняння, що, таким чином, дозволяє визначити швидкість газу, що забезпечує необхідну швидкість частинки зверху циклонного пальника.

$$F_{d,t} + F_f + F_s = m_p \frac{\delta V_{p,t}}{\delta t} = m_p V_{p,t} \frac{\delta V_{p,t}}{\delta S}$$

Таким чином:

$$C_d A_p \rho_g \frac{[V_{g,t} - V_{p,t}]^2}{2} - \mu m_p \left[g \cos(\varphi) + \frac{V_{p,t}^2}{R} \right] - m_p g \sin(\varphi) = m_p V_{p,t} \frac{\delta V_{p,t}}{\delta S}$$

Тут φ - кут до вертикалі, тобто 180° зверху камери згоряння і S - відстань, яку проходить частинка по периферії.

Рішення для тангенціальної швидкості газу $V_{g,t}$, що дає необхідну швидкість частинки зверху

$V_{p,t} = \sqrt{gR}$ показує, що вона ($V_{g,t}$) збільшується із збільшенням радіуса камери згоряння циклонного пальника і діаметра частинки.

В "стоячому" циклонному пальнику, тобто циклонному пальнику з камерою згоряння, що має центральну вісь симетрії, що проходить вертикально, і круглий поперечний переріз в горизонтальній площині, сили, діючі на частинку, схожі з силами в "лежачому" циклонному пальнику, але з додаванням вертикальної сили гальмування. Однак, для простоти, як радіальна сила, так і вертикальна сила вважаються як нехтувано малі. При такому допущенні тангенціальну нижню граничну швидкість газу $V_{g,t}$ обчислюють розв'язанням обговореного рівняння (яке буде додатково обговорюватися в зв'язку з супроводжуючою Фіг.11):

$$V_{g,t} = \sqrt{gR \frac{\tan(\alpha) - \mu}{\mu \tan(\alpha) + 1}} + \sqrt{\frac{4}{3} d_p \frac{\rho_p \mu}{\rho_g C_d} \left[g \cos(\alpha) + g \frac{\tan(\alpha) - \mu}{\mu \tan(\alpha) + 1} \sin(\alpha) \right]}$$

де:

$V_{g,t}$ - тангенціальна швидкість газу;

g - постійна сили тяжкості;

R - радіус камери згоряння циклонного пальника;

α - кут до горизонталі

μ - коефіцієнт тертя;

d_p - діаметр частинки палива;

ρ_p - щільність частинки палива;

ρ_g - щільність газу, необхідного для горіння;

C_d - коефіцієнт гальмування.

З іншого боку, нижня гранична швидкість газу може бути визначена емпірично, тобто проведенням випробувань з певним циклонним пальником, в якому спалюється певне паливо. Спосіб згідно з даним винаходом може бути застосований незалежно від того, як визначається нижня гранична швидкість газу.

Верхня гранична швидкість газу встановлюється як найбільша швидкість, яка дозволяє звести до мінімуму кількість частинок палива, що не згоріли, що покидають камеру згорання, при цьому вказана швидкість дорівнює 20-50м/с, переважно 25-40м/с, як, наприклад, близько 30м/с. Інше визначення верхньої граничної швидкості газу - це швидкість, яка в 3-6 раз більше нижньої граничної швидкості газу, звичайно - в 4 рази.

Можна передбачити, що ефективність поділу, тобто тенденція частинок переміщатися вздовж стінки камери згорання, нескінченно збільшувалася б з зростанням тангенціальної швидкості газу. Однак на практиці повторне винесення частинок у напрямку до центральної осі камери згорання стає досить помітним при визначеній швидкості внаслідок збільшеної турбулентності і руйнування вихору у циліндричній камері згорання циклонного пальника. Навіть якщо неможливо прямо розрахувати верхню граничну швидкість газу, то з досвіду передбачається, що її типове значення становить близько 30м/с.

Іншим аспектом, що лімітує можливу верхню швидкість газу, є об'ємна концентрація частинок палива, що не згоріли, у камері згорання. Це пояснюється обмеженням часом згорання вугілля (залишку після видалення легких речовин з палива). Для даних температури і стехіометричного відношення кількість вугілля, що не згоріло, у камері згорання циклонного пальника буде пропорційна навантаженню і, отже, також і тангенціальній швидкості газу. При певному навантаженні концентрація частинок палива, що не згоріли, стане настільки великою, що повторне винесення стане досить помітним. При надстехіометричному режимі повторне винесення внаслідок високої тангенціальної швидкості, ймовірно, повинно бути лімітуючим фактором. При достехіометричному режимі більш вірогідне повторне винесення внаслідок забиття частинками палива.

Методика визначення верхньої граничної швидкості газу може бути різною, наприклад, може полягати у проведенні випробувань з певним циклонним пальником, в якому спалюють певне паливо. Спосіб згідно з даним винаходом може бути застосований незалежно від того, як визначається верхня або нижня гранична швидкість газу. Ці швидкості мають функцію граничних величин. Наприклад, згідно з, щонайменше, одним варіантом здійснення винаходу дія по зміщенню від одного з двох стехіометричних режимів до іншого стехіометричного режиму здійснюють якраз до того, як газ досягне однієї з граничних швидкостей. Згідно з, щонайменше, одним іншим варіантом здійснення винаходу зміщення до іншого з двох режимів здійснюють, коли кількість палива, що подається, при поточному стехіометричному режимі мала потребу

б для іншого стехіометричного режиму в такій кількості необхідного для горіння газу, яка відповідає швидкості потоку газу, що знаходиться в межах діапазону граничних швидкостей газу.

Як обговорювалося вище, спосіб згідно з даним винаходом забезпечує відношення робочих меж регулювання, яке значно більше, ніж те, якого можна було досягнути при попередньому рівні техніки. Навіть якщо бажано підтримувати температуру в визначеному інтервалі як при достехіометричному режимі, так і при надстехіометричному режимі, то інтервал по суті може бути дуже корисним для подальшого збільшення відношення робочих меж регулювання. Навіть якщо переважно інтервал температур у циклонному пальнику може бути 900-1100°C, цей інтервал може бути прийнятно розширений до 700-1300°C або навіть більше. Наприклад, якщо хтось може допустити більш високу, ніж нормальна, температуру під час достехіометричного режиму, як, наприклад, близьку до 1300°C або таку, що дорівнює близько 1300°C, то буде більше кисню, ніж потрібно звичайно, для того, щоб підвищити температуру для тієї самої величини навантаження. Оскільки допускається вводити у циклонний пальник більше кисневмісного газу відносно величини навантаження, то це означає, що стехіометричне відношення ближче до 1, що має наслідок в тому, що допускається менше мінімальне навантаження, однак при введенні достатньої кількості газу для підтримки циркуляції частинок. Аналогічно цьому, під час надстехіометричного режиму може бути допустима порівняно більш низька температура, тобто більше кисню відносно навантаження. Це також буде призводити до можливого більш низького мінімального навантаження.

Навіть якщо можуть бути застосовані температури, що змінюються, в багатьох випадках може виявитися необхідним підтримка по можливості рівномірної температури. Це може особливо стосуватися фактичного часу зміщення від субстехіометричного відношення до надстехіометричного відношення і навпаки. Отже, таке зміщення потрібно здійснювати швидко, так щоб підтримувати по можливості рівномірну температуру. Це може бути досягнуте за допомогою системи регулювання, наприклад, системи, що містить комп'ютер, витратоміри для палива і газу, необхідного для горіння, і клапани. Система може бути програмована таким чином. При надстехіометричному режимі роботи виникає стан, при якому зменшена кількість газу, що вводиться, необхідного для горіння, призводить до підвищення температури. Крім того, встановлюють мінімальне допустиме стехіометричне відношення, яке дорівнює більше 1,0. При достехіометричному режимі такий стан змінюється до того, що збільшена кількість газу, що вводиться, необхідного для горіння, призводить до підвищення температури, а мінімальне стехіометричне відношення замінюється максимумом, який нижче 1,0. У момент зміщення до достехіометричного режиму система регулювання вмиє призводить до нового режиму, що означає, що зміщення досягнуте настільки швидко, наскільки клапан (клапани) може змінити положення. Зворотна зміна стану

і гранична величина мають місце при зміщенні від достехіометричного режиму до надстехіометричного режиму.

З вищевикладеного опису тепер повинно бути зрозуміло, що спосіб згідно з, щонайменше, одним варіантом здійснення даного винаходу дає можливість здійснювати перехід між газифікацією (тобто достехіометричним режимом) при більш високих навантаженнях і горінням при менших навантаженнях. Винахід дає можливість здійснювати це під час роботи циклонного пальника, а не тільки під час його запуску. Крім того, на відміну від інших пальників, відомих з попереднього рівня техніки і здатних працювати при достехіометричному режимі в одній зоні і надстехіометричному режимі в іншій зоні, даний спосіб робить можливим використання однієї і тієї самої зони циклонного пальника для зміщення між двома різними стехіометричними режимами.

Крім того, повинно бути зрозуміло, що згідно з даним винаходом забезпечується одержання збільшеного відношення робочих меж регулювання (залежність між найбільшим та найменшим можливими навантаженнями при спаленні у циклонному пальнику). Це може бути корисним, наприклад, тоді, коли бажано змінити тепловіддачу до топки, з'єднаної з циклонним пальником, звичайно в районній опалювальній установці (аж до 30-50МВт) або навіть у водогрійному котлі побутового призначення (пара по 100кВт). Під час роботи температури у пальнику можна підтримувати відносно постійною, однак кількість палива і, отже, тепловіддача можуть змінюватися, наприклад, в залежності від роботи вдень або вночі. Збільшене відношення робочих параметрів регулювання циклонного пальника полегшує перехід між потребами в більшій або меншій тепловіддачі. У випадку пальників, відомих з попереднього рівня техніки, іноді може бути потрібне переривання роботи пальника, тому що неможливо забезпечити досить низьку тепловіддачу, і, отже, коли знову потрібна більш висока тепловіддача, доводиться повторно запускати пальник в роботу. Однак даний винахід забезпечує більший можливий діапазон регулювання.

На Фіг.1 зображена діаграма, що ілюструє залежність між стехіометричним відношенням та адіабатичною температурою при використанні деревних таблеток як палива.

На Фіг.2 зображена діаграма, що ілюструє теоретичну мінімальну швидкість частинки зверху камери згоряння як функцію діаметра камери згоряння.

На Фіг.3 зображена діаграма, що ілюструє розрахункову нижню граничну швидкість газу як функцію діаметра частинки і діаметра камери згоряння.

На Фіг.4 зображена інша діаграма, що ілюструє розрахункову нижню граничну швидкість газу як функцію діаметра частинки і діаметра камери згоряння.

На Фіг.5 зображена діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання в залежності від стехіометричного відношення і відносної витрати газу.

На Фіг.6 зображена інша діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання.

На Фіг.7 зображена діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання у разі додавання рециркулюючих топкових газів до газу, необхідного для горіння.

На Фіг.8 зображена інша діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання у разі додавання рециркулюючих топкових газів до газу, необхідного для горіння.

На Фіг.9 зображена ще одна діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання у разі додавання рециркулюючих топкових газів до газу, необхідного для горіння.

На Фіг.10 зображена додаткова діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання у разі додавання рециркулюючих топкових газів до газу, необхідного для горіння.

На Фіг.11 зображені сили, які діють на частинку у "стоячому" циклонному пальнику.

На Фіг.1 показана діаграма, що ілюструє залежність між стехіометричним відношенням та адіабатичною температурою при використанні деревних таблеток як палива. Деревні таблетки можуть мати нижчу теплотворну здатність (або нижчу теплотворність) в 18,2МДж/кг. Як показано на діаграмі, найвища температура досягається при стехіометричному відношенні приблизно в 0,95. Якщо подається більше кисню відносно того, що погрібний для повного згоряння палива, тобто при надстехіометричному режимі, то температура стає нижчою. Наприклад, стехіометричне відношення, що дорівнює 2,0, дає адіабатичну температуру в 1200°C. Аналогічно цьому, якщо буде подаватися менше кисню для того, щоб досягнути більш достехіометричного режиму, то температура також буде становитися нижчою. Наприклад, стехіометричне відношення, що дорівнює 0,5, давало б температуру приблизно в 1400°C. Як описувалося раніше, для досягнення задовільної керованості може вимагатися підтримка температури у певному інтервалі. Таким чином, якщо при цьому конкретному паливі було б необхідно працювати в інтервалі температур 1100°C-1300°C, то до і надстехіометричні відношення підтримували б приблизно при відповідно 0,37-0,45 та 1,8-2,25.

На Фіг.2 показана діаграма, що ілюструє теоретичну мінімальну швидкість частинки у верхній частині камери згоряння "лежачого" циклонного пальника як функцію діаметра камери згоряння. Як описувалося раніше, нижня гранична витрата газу визначається тим, що при ньому якраз запобігають падінню частинки в найвищому положенні (зверху) камери згоряння. Якщо радіальна сила гальмування приймається нехтувано малою, то тангенціальна швидкість частинки (V_{pt}) дорівнює $V_{pt} = \sqrt{gR}$. Це показано на Фіг.2. Наприклад, при діаметрі камери згоряння 0,3м, 0,6м бо 1,2м мінімальна швидкість частинки зверху становить відповідно 1,2м/с, 1,7м/с та 2,4м/с.

На Фіг.3 показана діаграма, що ілюструє розрахункову нижню граничну швидкість газу як функцію діаметра частинки і діаметра камери згоряння в "лежачому" циклонному пальнику. Тангенціальна

швидкість газу ($V_{g,t}$) повинна бути вищою, ніж мінімальна швидкість частинки ($V_{p,t}$). Як описувалося раніше, тангенціальна швидкість газу $V_{g,t}$ повинна бути такою високою, щоб швидкість частинки у верхньому положенні ($\varphi=180^\circ$) у камері згоряння циклонного пальника була вище, ніж розрахункова мінімальна швидкість частинки ($V_{p,t}$). Використовуючи це як граничну умову, швидкість газу визначають при розв'язанні наступного диференціального рівняння:

$$C_d A_p \rho_g \frac{[V_{g,t} - V_{p,t}]^2}{2} - \mu m_p \left[g \cos(\varphi) + \frac{V_{p,t}^2}{R} \right] - m_p g \sin(\varphi) = m_p V_{p,t} \frac{\delta V_{p,t}}{\delta s}$$

Як виявилось, нижня гранична швидкість газу ($V_{g,t}$) збільшується із збільшенням радіуса камери згоряння циклонного пальника і діаметра частинки. Це показано на Фіг.3. По горизонтальній осі діаграми відкладені значення діаметра частинки в мм, а по вертикальній осі - значення нижньої граничної швидкості газу в м/с. Проведені три криві, серед яких нижня крива відноситься до камери згоряння діаметром 0,3м, середня крива - до камери згоряння діаметром 0,6 і верхня крива - до камери згоряння діаметром 1,2м. Для розрахунків приймаються: коефіцієнт тертя - 0,5, коефіцієнт гальмування - 0,44, щільність газу - $0,28 \text{ кг/м}^3$ і щільність частинок - 1000 кг/м^3 . Як показує діаграма, при діаметрі частинки, наприклад, 2,0мм (наприклад, подрібненої деревної таблетки) нижня гранична швидкість газу становить 11-13м/с в залежності від розміру камери згоряння. При меншому діаметрі частинки, наприклад, 0,5мм (як, наприклад, подрібненої таблетки) нижня гранична швидкість газу є такою низькою, як 6-8м/с.

Коли частинки палива будуть входити у камеру згоряння циклонного пальника, вони будуть швидко виділяти летку речовину, що міститься в них. Отже, може бути доцільним обчислення нижньої граничної швидкості газу на основі щільності частинки після виділення леткої речовини. Для деревних частинок ця щільність звичайно становить 250 кг/м^3 . Це показано на Фіг.4. Таким чином, всі дані, що вводяться, є такими самими, як і на діаграмі, показаній на Фіг.3, за винятком того, що на Фіг.4 щільність частинок становить 250 кг/м^3 замість 1000 кг/м^3 . При діаметрі частинок 0,5мм нижня гранична швидкість газу становить близько 3-5м/с, що є достатнім для досягнення мінімальної швидкості частинок (1,2м/с, 1,7м/с та 2,4м/с), розрахованих вище для різних діаметрів камери згоряння. Якщо верхня гранична швидкість газу, яка встановлена емпірично, дорівнює близько 30м/с, то відношення робочих меж регулювання при даній температурі горіння і діаметрі частинки 0,5мм було б близько 30:5, тобто 6:1. Відношення робочих меж регулювання може бути ще більш розширене, якщо, крім того, допустити зміну температури горіння з навантаженням.

На Фіг.5 показана діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання в залежності від стехіометричного відношення і відносної витрати газу. У цьому прикладі передбачається, що адиабатична температура у камері згоряння цик-

лонного пальника становить близько 1300°C . По горизонтальній осі відкладені значення відносного коефіцієнта навантаження циклонного пальника. По лівій вертикальній осі відкладені значення стехіометричного відношення всередині камери згоряння. По правій вертикальній осі відкладені значення відносної витрати газу всередині камери згоряння, тобто відношення між фактичною витратою газу і мінімальною витратою газу або в більшості випадків - відношення між фактичною швидкістю газу і нижньою граничною швидкістю газу.

Як видно на лівій частині діаграми, коли у камеру згоряння вводиться відносно невелика кількість палива, тобто при невеликому навантаженні, подається відносно велика кількість кисневмісного газу, необхідного для горіння, як, наприклад, повітря, так що у камері згоряння має місце надстехіометричний режим. Для того, щоб підтримувати температуру близько 1300°C , стехіометричне відношення зберігають рівним близько 1,8, як це показано пунктирною лінією L1. Зі збільшенням навантаження також збільшують кількість газу, необхідного для горіння, підвищуючи швидкість, з якою він подається у камеру згоряння, за допомогою чого підтримують надстехіометричний режим. Це показано похилою лівою частиною кривої L2. У цьому випадку стехіометричне відношення підтримується по суті постійним при 1,8. Величина навантаження, здійснюваного при надстехіометричному режимі, визначається нижньою граничною швидкістю газу і верхньою граничною швидкістю газу, яка звичайно в 4 рази більше нижньої граничної швидкості газу. На діаграмі граничні швидкості газу показані горизонтальними лініями L4 (нижня межа) та L5 (верхня межа). Таким чином, із збільшенням навантаження від відносного коефіцієнта навантаження, що дорівнює 1 на горизонтальній шкалі, і, отже, також і швидкості газу остання, зрештою, буде досягати верхньої граничної швидкості газу. Це відбувається при 4 на горизонтальній шкалі. Таким чином, циклонний пальник, що працює при надстехіометричному режимі, був би обмежений відношенням робочих меж регулювання, що дорівнює 4:1.

При досягненні верхньої граничної швидкості газу при надстехіометричному режимі здійснюють операцію зміщення для досягнення достехіометричного режиму, тим самим надаючи можливість ще більше збільшити навантаження. Дію по зміщенню до достехіометричного режиму здійснюють за допомогою зменшення швидкості газу до того, як швидкість газу досягне верхньої граничної швидкості газу або перевищить її, як це показано лінією L6. У цьому випадку вона співпадає з нижньою граничною швидкістю газу при достехіометричному відношенні близько 0,45 (при 4 на горизонтальній шкалі), так щоб підтримувати температуру близько 1300°C . Тепер замість надлишку кисню є його нестача. Достехіометричне відношення, що дорівнює близько 0,45, підтримується по суті постійним, як це показано пунктирною лінією L7, в той час як допускається подальше збільшення кількості палива, що подається у камеру згоряння. Кількість палива і, отже, також і витрата газу можуть збільшуватися, як це показа-

но лінією L8, аж до такого навантаження, при якому досягається верхня гранична швидкість газу. Це відбувається при 16 на горизонтальній шкалі. Це означає, що якщо циклонний пальник працював би тільки при цьому достехіометричному відношенні, то було б одержане відношення робочих меж регулювання, що дорівнює 16:4, тобто 4:1. Об'єднуючи два режими роботи, відповідних обом стехіометричним режимам, можна одержати теоретичне відношення робочих меж регулювання, що дорівнює 16:1.

Цей процес є зворотним. Таким чином, можна починати згідно з правою стороною кривої на Фіг.5, тобто при достехіометричному режимі. По мірі того, як зменшується навантаження і, отже, також і швидкість газу, досягається, зрештою, нижня гранична швидкість газу. У цей момент роблять зміщення до надстехіометричного відношення за допомогою збільшення швидкості газу. Після цього можна ще більше зменшувати навантаження, доки для підтримки по суті постійного надстехіометричного відношення швидкість газу не знизиться до нижньої граничної швидкості газу.

На Фіг.6 показана інша діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання. У цьому випадку застосовуються те саме паливо і та сама камера згоряння, що і на Фіг.5. Однак тепер необхідно, щоб адіабатична температура всередині камери згоряння була близько 1100°C. Цю температуру одержують при надстехіометричному відношенні близько 2,2 і при достехіометричному відношенні близько 0,38. Як можна бачити на Фіг.6, зміщення, показане направленою вниз стрілкою, від надстехіометричного режиму при верхній граничній швидкості газу до достехіометричного режиму призвело б до швидкості газу нижче нижньої граничної швидкості газу. Аналогічно цьому, зміщення, показане направленою вгору стрілкою, від достехіометричного режиму, коли є нижня гранична швидкість газу, до надстехіометричного режиму призвело б до швидкості газу набагато вище верхньої граничної швидкості газу. Це означає, що для підтримки необхідної температури і для одержання поля перекриття при зміщенні від одного стехіометричного режиму до іншого швидкість газу буде проходити за верхню і/або нижню граничні швидкості газу.

Проблема, що відноситься до Фіг.6, вирішується додаванням рециркулюючих топкових газів, що мають низький вміст кисню або що не містять його, до газу, необхідного для горіння і що має високий вміст кисню, як, наприклад, до повітря.

Таким чином, на Фіг.7 показана діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання у разі додавання рециркулюючих топкових газів до газу, необхідного для горіння. Як показано на Фіг.6, необхідна температура у камері згоряння дорівнює 1100°C. Постійну кількість рециркулюючого топкового газу (15% від мінімальної витрати газу) домішують до необхідного для горіння газу до його подачі у камеру згоряння. Кількість рециркулюючого топкового газу показана у вигляді прямої горизонтальної пунктирної лінії L9 в нижній частині діаграми. Лінії, відповідні лініям на Фіг.5, позначені однаковими позиціями.

Як можна бачити з діаграми на Фіг.7, тепер при використанні рециркулюючого топкового газу мінімальне навантаження при достехіометричному режимі є більш протяжним. Рециркулюючий топковий газ збільшує загальну витрату газу без збільшення тепла, що виділяється при спаленні палива. Таким чином, мінімальна межа витрати газу, тобто нижня гранична швидкість газу, досягається при меншому навантаженні. Крім того, рециркулюючий топковий газ служить як баласт. Отже, для підтримки необхідної температури потрібний додатковий газ, необхідний для горіння. Це додатково збільшує загальну витрату газу, і мінімальна межа досягається при ще більш зменшеному навантаженні. Згідно з діаграмою на Фіг.7, ця межа на горизонтальній шкалі має місце при близько 3,5 замість близько 6 на Фіг.6.

При надстехіометричному режимі доданий топковий газ буде частково замінити надмірний газ, необхідний для горіння. Таким чином, загальна витрата газу буде залишатися такою самою, як і при відсутності будь-якої рециркуляції топкового газу, але із зміною навантаження стехіометричне відношення буде змінюватися між близько 1,8 та 2,1 (див. пунктирну лінію L1). Перевага полягає у тому, що із зменшенням навантаження буде зменшуватися концентрація кисню, що призводить до меншого утворення окису азоту. Таким чином, на діаграмі на Фіг.7 і на діаграмі на Фіг.6 верхня межа навантаження при надстехіометричному режимі досягається при 4 на горизонтальній шкалі. У той час як на Фіг.6 немає ніякого поля перекриття, на діаграмі на Фіг.7 є поле перекриття і, отже, можлива перехідна зона (МПЗ) внаслідок розширення мінімального навантаження при достехіометричному режимі. Можлива перехідна зона визначається нижньою граничною швидкістю при достехіометричному режимі і верхньою граничною швидкістю при надстехіометричному режимі. Замість наявності "тонкої" лінії L6, показаної на Фіг.5, у випадку, показаному на Фіг.7, виходить більш широка можлива перехідна зона. Це означає, що у випадку, показаному на діаграмі, для виконання зміщення до іншого стехіометричного режиму не обов'язково потрібно чекати, доки буде досягнута гранична швидкість газу. Замість цього зміщення може бути здійснене у більш ранній момент при такій кількості палива, яка не виходить за межу, встановлену іншою граничною швидкістю газу для іншого стехіометричного режиму. Наприклад, при зміні від достехіометричного режиму до надстехіометричного режиму це зміщення може бути здійснене при величині навантаження, відповідній 4 (верхня межа, надстехіометричний режим) на горизонтальній шкалі на Фіг.7, або пізніше при ще меншій величині навантаження, відповідній близько 3,5 (нижня межа, достехіометричний режим) на горизонтальній шкалі. Можна зазначити, що згідно з діаграмою на Фіг.7, відношення робочих меж регулювання становить 18:1. Однак, оскільки даний циклонний пальник має максимальне допустиме навантаження, тобто коефіцієнт накопичення внаслідок накопичення горючих частинок, з яких виділилася летка речовина, і оскільки швидкість газу пропорційна навантаженню, то цілком можли-

во, що це максимальне навантаження буде досягнуте до того, як швидкість газу при достехіометричному режимі досягне верхньої граничної швидкості газу. Таким чином, максимальне допустиме навантаження або межа накопичення непрямо визначають межу швидкості. Однак, перевага полягає у тому, що розширяється діапазон (відношення робочих меж регулювання), в межах якого можна працювати при достехіометричному режимі, що переважно з точки зору охорони навколишнього середовища, оскільки утворюється менше окису азоту. Це далі ілюструється на Фіг.8.

На Фіг.8 показана інша діаграма, що ілюструє відношення робочих меж регулювання у разі додавання рециркулюючих топкових газів до газу, необхідного для горіння. У цьому випадку необхідна температура дорівнює 1300°C і діаграма побудована для того самого палива в тому самому циклонному пальнику, як і на Фіг.5. Однак на Фіг.8 показана 15%-на рециркуляція топкового газу в газ, необхідний для горіння. З порівняння діаграм на цих двох фігурах очевидно, що при використанні рециркулюючого топкового газу можлива перехідна зона стає більшою, оскільки мінімальне навантаження при достехіометричному режимі зміщується далі ліворуч на діаграмі на Фіг.8. Навіть якщо переважно працювати по можливості більше при надстехіометричному режимі, використання топкового газу може негативно вплинути на загальне відношення робочих меж регулювання, якщо рециркуляція топкового газу не виключена при більш високому навантаженні. Наприклад, на Фіг.8 загальне відношення робочих меж регулювання становить близько 12,5:1 замість 16:1 на Фіг.5.

На Фіг.9 та 10 показаний вплив більшої частини введенного газу, що є рециркулюючим топковим газом. У цих прикладах рециркулюючий топковий газ становить 45% мінімальної витрати газу, і на Фіг.9 необхідна температура дорівнює 1100°C, в той час як на Фіг.10 необхідна температура дорівнює 1300°C.

Як можна зазначити, ця більш висока рециркуляція топкового газу призводить до більшої можливої перехідної зони. Як можна також зазначити на Фіг.10, робочий інтервал при достехіометричному горінні розширяється майже до відносного коефіцієнта навантаження, що дорівнює 1.

Надалі з посиланням на Фіг.11 буде обговорюватися визначення нижньої граничної тангенціальної швидкості газу у "стоячому" циклонному пальнику, тобто який містить камеру згоряння, що має центральну вісь симетрії, що проходить вертикально, і круглий поперечний переріз в горизонтальній площині. Як і у "лежачому" циклонному пальнику гранична швидкість газу відповідним чином визначається вертикальним падінням частинок.

Надалі приймається, що частинки палива не виносяться через винуский отвір камери згоряння. З метою спрощення потік газу описується як горизонтальний обертовий потік (без вертикальної сили гальмування), а радіальний потік газу розглядається як нехтувано малий, що призводить до рівноваги сил, які діють на частинку 2, показану на Фіг.11. Частинка палива примикає до внутрішньої

стінки 4 камери згоряння. Для запобігання падінню частинки сила тяжіння F_g врівноважується силою тертя F_f і відцентровою силою F_c в напрямку похилої площини, яка нахилена під кутом α до горизонтальної площини H .

$$F_f + F_c \cos(\alpha) = F_g \sin(\alpha)$$

Відцентрова сила F_c і сила тяжіння F_g можуть бути виражені таким чином:

$$F_c = m_p \frac{V_{p,t}^2}{R}$$

$$F_g = m_p g$$

де m_p - маса частинки, $V_{p,t}$ - тангенціальна швидкість частинки, R - радіус камери згоряння циклонного пальника і g - постійна сили тяжкості. Сила тертя F_f пропорційна нормальній силі F_N згідно з:

$$F_f = \mu F_N$$

$$F_N = F_g \cos(\alpha) + F_c \sin(\alpha)$$

$$F_f = \mu m_p \left[g \cos(\alpha) + \frac{V_{p,t}^2}{R} \sin(\alpha) \right],$$

де μ - коефіцієнт тертя. Це призводить до наступного рівняння:

$$F_f + F_c \cos(\alpha) = F_g \sin(\alpha)$$

$$\mu m_p \left[g \cos(\alpha) + \frac{V_{p,t}^2}{R} \sin(\alpha) \right] + m_p \frac{V_{p,t}^2}{R} \cos(\alpha) = m_p g \sin(\alpha)$$

$$\mu \left[1 + \frac{V_{p,t}^2}{gR} \tan(\alpha) \right] + \frac{V_{p,t}^2}{gR} = \tan(\alpha)$$

$$\tan(\alpha) = \frac{\mu + \frac{V_{p,t}^2}{gR}}{1 - \mu \frac{V_{p,t}^2}{gR}}$$

Таким чином, мінімальна тангенціальна швидкість частинки буде:

$$V_{p,t} = \sqrt{gR \frac{\tan(\alpha) - \mu}{\mu \tan(\alpha) + 1}}$$

З вищевикладеного ясно, що можна мати більш крутий нахил, якщо а) зменшується радіус R , б) збільшується тангенціальна швидкість частинки $V_{p,t}$ або в) збільшується коефіцієнт тертя μ .

Для підтримки тангенціальної швидкості частинки тангенціальна сила гальмування $F_{d,t}$ повинна врівноважувати силу тертя F_f . Сила тертя однакова у всіх напрямках.

$$F_{d,t} = C_d A_p \rho_g \frac{[V_{p,t} - V_{g,t}]^2}{2}$$

де C_d - коефіцієнт гальмування, A_p - площа поперечного перерізу частинки палива, ρ_g - щільність газу, необхідного для горіння, і $V_{g,t}$ - тангенціальна швидкість газу.

$$F_f = \mu m_p \left[g \cos(\alpha) + \frac{V_{p,i}^2}{R} \sin(\alpha) \right] = \rho_s A_p C_d \frac{(V_{s,i} - V_{p,i})^2}{2}$$

Таким чином, мінімальна тангенціальна швидкість газу буде:

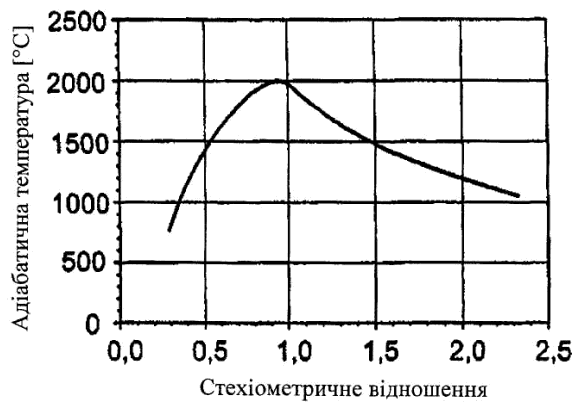
$$V_{s,i} = V_{p,i} + \sqrt{\frac{2\mu m_p}{\rho_s A_p C_d} \left[g \cos(\alpha) + \frac{V_{p,i}^2}{R} \sin(\alpha) \right]}$$

Замінюючи масу m_p щільністю частинки ρ_p , помноженою на об'єм частинки з використанням d_p - діаметра частинки, і переписуючи площу поперечного перерізу A_p частинки, одержуємо:

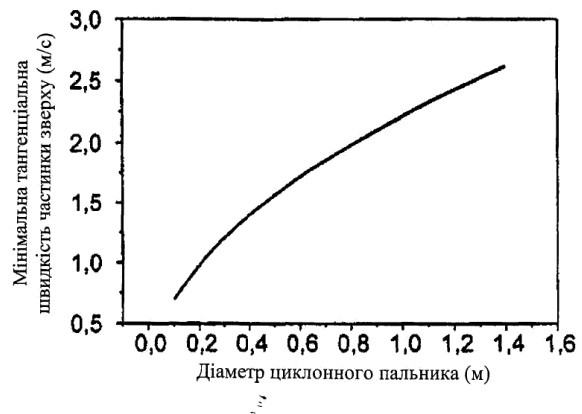
$$m_p = \rho_p \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^3$$

$$A_p = \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^2$$

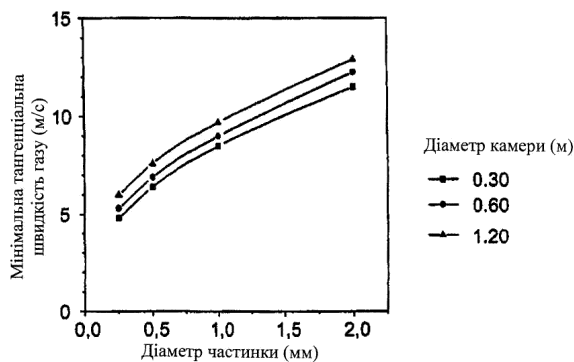
одержуємо



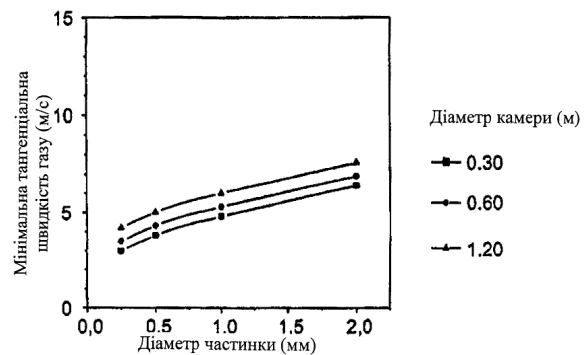
Фіг. 1



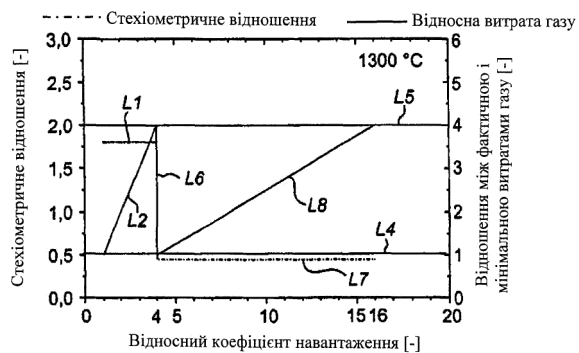
Фіг. 2



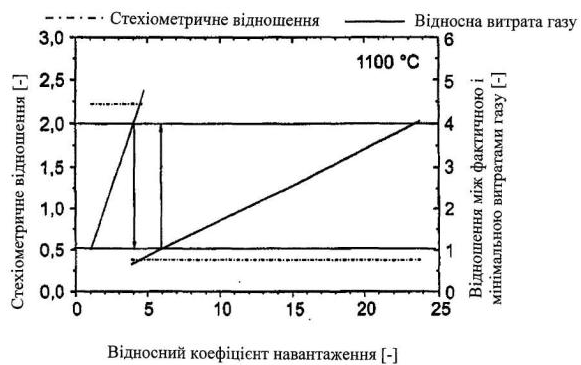
Фіг. 3



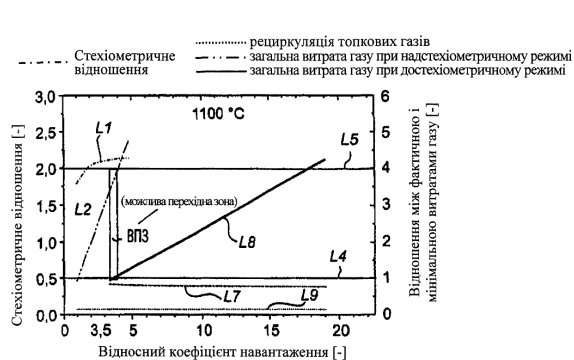
Фіг. 4



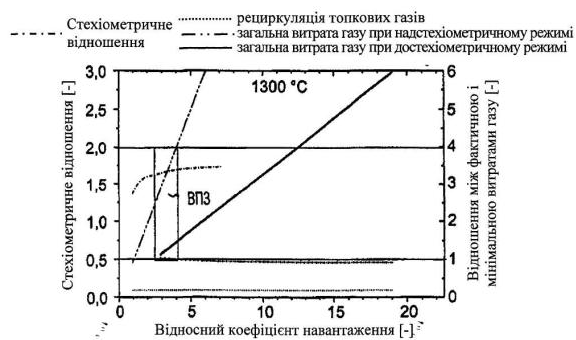
Фіг. 5



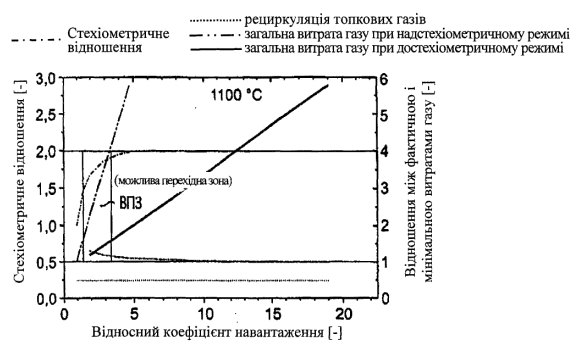
Фіг. 6



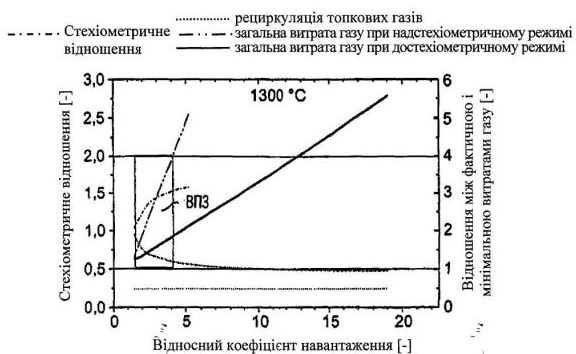
Фіг. 7



Фіг. 8



Фіг. 9



Фіг. 10

