



УКРАЇНА

(19) UA (11) 44609 (13) U  
(51) МПК (2009)  
C21C 5/48МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІОПИС  
ДО ПАТЕНТУ  
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під  
відповідальність  
власника  
патенту

## (54) СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ БАГАТОСОПЛОВОЇ ПРОДУВАЛЬНОЇ ФУРМИ

1

2

(21) u200904025

(22) 24.04.2009

(24) 12.10.2009

(46) 12.10.2009, Бюл.№ 19, 2009 р.

(72) СУЩЕНКО АНДРІЙ ВІКТОРОВИЧ, БАЛАБА  
ОЛЕКСІЙ ПЕТРОВИЧ(73) ПРИАЗОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ, СУЩЕНКО АНДРІЙ ВІКТОРОВИЧ

(57) 1. Система охолодження багатосоплової продувальної фурми, що містить концентрично розташовані труби, що створюють тракти для підведення та відведення охолоджуючої води, і перехідні канали для проходження води між соплами в наконечнику фурми, що з'єднують ці тракти та тангенціально розташовані до них, яка відрізняється тим, що кут закрутки перехідних каналів в горизонтальній площині визначений із співвідношення:

$$\alpha = \mu \cdot \arcsin\left(\frac{R - 0,5d}{R}\right), \text{ град.},$$

 $\mu$  - емпіричний коефіцієнт, який дорівнює 0,70÷4,0; $R$  - відстань від осі фурми до центру вхідного перерізу перехідного каналу, м; $d$  - гідравлічний діаметр перехідного каналу, м.

2. Система охолодження багатосоплової продувальної фурми за п. 1, яка відрізняється тим, що

кут нахилу осі будь-якого з перехідних каналів до вертикалі, що проходить через центр вхідного перерізу цього каналу, знаходиться в діапазоні 30°÷120°.

3. Система охолодження багатосоплової продувальної фурми за п. 1, яка відрізняється тим, що центри вхідних перерізів перехідних каналів розташовані в одній горизонтальній площині, а у вихідній ділянці тракту для підведення охолоджуючої води встановлений завихрювач потоку води, причому відстань від центру вихідного перерізу завихрювача до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів, визначена із співвідношення:

$$\frac{l}{d_{\text{вх}}} = 0,5 \div 5,0,$$

де  $l$  - відстань від центру вихідного перерізу завихрювача до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів, м; $d_{\text{вх}}$  - гідравлічний діаметр прохідного перерізу тракту для підведення води в стовбурі фурми на вході в наконечник, м.

Корисна модель відноситься до металургії, переважно до сталеплавильного виробництва.

Відома система охолодження багатосоплової продувальної фурми [1, стор. 204, 205, рис. 101, 102, 104], що містить концентрично розташовані труби, що створюють тракти для підведення та відведення охолоджуючої води, і перехідні канали для проходження води між соплами в наконечнику фурми, які з'єднують ці тракти та радіально розташовані до них.

Така конструкція системи охолодження найбільш поширена для фурм з центральним підведенням охолоджувача, що мають наконечник з суцільним сопловим блоком (суцільноточеним або суцільнолитим), в якому перехідні канали для проходження води між соплами виконуються шляхом механічної обробки (свердління, фрезерування і т.п.) або безпосередньо в процесі лиття (за рахунок

використовування спеціального ливарного оснащення).

Проте, використання відомого технічного рішення не забезпечує рівномірне та ефективне охолодження засоплових зон у фурменому наконечнику. Окремі потоки води, що виходять з перехідних каналів в кільцевий тракт для відведення води, зливаються в загальний потік на певній відстані від вихідних перерізів каналів; між вказаними потоками утворюються локальні зони погіршеною циркуляцією води (застійні зони охолоджувача). При цьому найбільш інтенсивно охолоджуються периферійні ділянки наконечника, які розташовані безпосередньо напроти перехідних каналів. Периферійні ж ділянки наконечника, які розташовані між каналами, охолоджуються значно гірше. В результаті збільшується вірогідність прогару наконечника в місцях слабого водяного охолодження, збільшуються термічні напруження в наконечнику і в

(13) U

(11) 44609

(19) UA

місцях його з'єднання із зовнішньою трубою фурми, посилюється «розгар» (ерозія) вихідних ділянок продувальної сопел (з периферійної сторони фурми), що, у свою чергу, приводить до дестабілізації дуттьового режиму плавки.

Відома система охолодження багатосоплової продувальної фурми [1, стор. 206, рис. 106] - прототип, що містить концентрично розташовані труби, що створюють тракти для підведення та відведення охолоджуючої води, і перехідні канали для проходу води між соплами в наконечнику фурми, що з'єднують ці тракти та тангенціально розташовані до них.

У відомій системі охолодження за рахунок використання тангенціально розташованих (до кільцевих каналів для підведення та відведення охолоджуючої води) перехідних каналів для проходу води між соплами в наконечнику фурми може бути забезпечена закрутка потоку води в засопловій зоні наконечника. Внаслідок цього зменшуються вказані вище застійні зони охолоджувача, збільшується коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні периферійної частини наконечника до води і збільшується питома поверхня водяного охолодження наконечника. В результаті збільшується стійкість наконечника і фурми в цілому.

Проте, у відомому технічному рішенні не визначено оптимальне положення перехідних каналів в наконечнику фурми, зокрема не визначений оптимальний кут закрутки перехідних каналів. Так, у разі недостатньої величини кута закрутки перехідних каналів в горизонтальній площині (що фактично має місце в прототипі - див. [1, стор. 206, рис. 106]), не забезпечується закрутка потоку води в засопловій зоні наконечника по всьому периметру каналу для відведення води, тобто не забезпечується рівномірний суцільний вихровий потік охолоджувача після виходу його з перехідних каналів. В результаті застійні зони охолоджувача в периферійній частині наконечника не можуть бути повністю ліквідовані. Це не дозволяє ефективно використовувати ефект закрутки потоку в периферійній частині наконечника і в нижній частині стовбура фурми (у тому числі в місці з'єднання наконечника із стовбуром фурми) для підвищення їх стійкості.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалити систему охолодження багатосоплової продувальної фурми, в якій за рахунок оптимізації геометричного положення перехідних каналів (відносно трактів для підведення та відведення води і осі фурми) забезпечується підвищення ефективності охолодження наконечника і місця його з'єднання із стовбуром фурми, збільшення стійкості наконечника і фурми в цілому, а також зменшення ерозійного зносу вихідних ділянок сопел і стабілізація дуттьового режиму плавки.

Рішення поставленої задачі здійснюється за рахунок того, що в системі охолодження багатосоплової продувальної фурми, що містить концентрично розташовані труби, що створюють тракти для підведення та відведення охолоджуючої води, і перехідні канали для проходу води між соплами в наконечнику фурми, що з'єднують ці тракти та тангенціально розташовані до них, кут закрутки пере-

хідних каналів в горизонтальній площині визначений із співвідношення:

$$\alpha = \mu \cdot \arcsin\left(\frac{R - 0,5d}{R}\right), \text{ град.},$$

$\mu$  - емпіричний коефіцієнт, який дорівнює  $0,70 \pm 1,0$ ;

$R$  - відстань від осі фурми до центру вхідного перерізу перехідного каналу, м;

$d$  - гідравлічний діаметр перехідного каналу, м.

Крім того, кут нахилу осі будь-якого з перехідних каналів до вертикалі, що проходить через центр вхідного перерізу цього каналу, знаходиться в діапазоні  $30^\circ - 120^\circ$ .

Крім того, центри вхідних перерізів перехідних каналів розташовані в одній горизонтальній площині, а у вихідній ділянці тракту для підведення охолоджуючої води встановлений завихрювач потоку води, причому відстань від центру вхідного перерізу завихрювача до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів, визначена із співвідношення:

$$\frac{l}{d_{\text{вх}}} = 0,5 \div 5,0,$$

де  $l$  - відстань від центру вихідного перерізу завихрювача до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів, м;

$d_{\text{вх}}$  - гідравлічний діаметр прохідного перерізу тракту для підведення води в стовбурі фурми на вході в її наконечник, м.

При створенні корисної моделі виходили з наступних положень. При виконанні тангенціально розташованих (до трактів підведення і відведення води) перехідних каналів для проходу води між соплами в наконечнику фурми таким чином, що кут закрутки перехідних каналів в горизонтальній площині визначений із заявленого співвідношення, забезпечується ефективна закрутка потоку води в засопловій зоні наконечника по всьому периметру каналу для відведення води, тобто забезпечується рівномірний суцільний вихровий потік охолоджувача після виходу його з перехідних каналів. В результаті в периферійній частині наконечника відсутні застійні зони води, збільшується коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні наконечника до води і забезпечується ефективне охолодження засоплової частини наконечника і місця з'єднання наконечника із стовбуром фурми і вихідних ділянок сопел (з периферійної сторони фурми). При цьому (за інших рівних умов) має місце максимальна бічна поверхня перехідних водяних каналів, тобто максимальна питома поверхня водяного охолодження наконечника, що також підвищує ефективність охолодження наконечника і вихідних ділянок сопел. В результаті має місце збільшення стійкості наконечника і фурми в цілому, а також зменшення ерозійного зносу вихідних ділянок сопел і стабілізація дуттьового режиму плавки.

При виконанні перехідних каналів для проходу води між соплами в наконечнику фурми таким чином, що кут закрутки перехідних каналів в горизонтальній площині є меншим, ніж визначений із заявленого співвідношення (тобто при величині  $\mu$

меншій 0,7) різко слабшає ефект закрутки потоків води, що виходять з перехідних каналів. Не забезпечується ефективна закрутка потоку води в засопловій зоні наконечника по всьому периметру каналу для відведення води, тобто не забезпечується рівномірний суцільний вихровий потік охолоджувача після виходу з перехідних каналів. В результаті в периферійній частині наконечника утворюються застійні зони води, погіршується охолодження наконечника, місця з'єднання його із стовбуром фурми і вихідних ділянок сопел (з периферійної сторони фурми). При цьому також зменшується довжина і бічна поверхня перехідних водяних каналів (питома поверхня водяного охолодження наконечника), що також знижує ефективність охолодження наконечника і вихідних ділянок сопел. В результаті знижується стійкість наконечника і фурми в цілому, а також збільшується швидкість ерозійного зносу вихідних ділянок сопел і дестабілізується дуттьовий режим плавки.

При виконанні перехідних каналів для проходу води між соплами в наконечнику фурми таким чином, що кут закрутки перехідних каналів в горизонтальній площині є більшим, ніж визначений із заявленого співвідношення (тобто при величині  $\mu$  більшої одиниці), істотно ускладнюється виготовлення перехідних каналів в наконечнику, різко збільшується гідравлічний опір на вході в перехідні канали (вхідні перерізи перехідних каналів частково «врізаються» в тіло суцільного соплового блоку наконечника), що може призвести до зниження витрати охолоджуючої води через фурму і, як наслідок, до зниження стійкості наконечника і фурми в цілому.

Виконання перехідних каналів для проходу води в наконечнику фурми з кутом закрутки їх в горизонтальній площині визначеним із заявленого співвідношення може бути реалізовано при різних варіантах розташування перехідних каналів у вертикальній площині, тобто при різній величині кута нахилу осі каналу до вертикалі, що проходить через центр вхідного перерізу цього каналу -  $\beta$ . При цьому максимальний ефект охолодження фурми за рахунок організації вихрової течії води в засопловій області наконечника забезпечується за умови, що кут  $\beta$  знаходиться у діапазоні  $30^\circ \div 120^\circ$ . Якщо кут  $\beta$  менше  $30^\circ$ , то істотно ускладнюється виготовлення перехідних каналів для проходу води між соплами в наконечнику фурми, має місце зона погіршеної циркуляції води в засопловій зоні нижче за вихідні отвори перехідних каналів, що приводить до зниження стійкості наконечника. Якщо кут  $\beta$  більше  $120^\circ$ , то знижується інтенсивність закрутки потоків води в засопловій зоні наконечника через різні напрями вертикальних складових векторів швидкості потоків води: що виходить з перехідних каналів та, що рухається в тракті для відведення води (виникає додатковий гідравлічний опір на розворот вихрового потоку). Крім того, при цьому має місце зона погіршеної циркуляції води в центральній частині наконечника нижче за вхідні отвори перехідних каналів. Це призводить до зниження стійкості наконечника та фурми в цілому.

За умови, що центри вхідних перерізів перехідних каналів розташовані в одній горизонтальній

площині, забезпечується мінімальний сумарний гідравлічний опір потоку води на вході в перехідні канали та, тим самим, збільшується інтенсивність закрутки водяного потоку.

За умови, що центри вихідних перерізів перехідних каналів розташовані в одній горизонтальній площині, забезпечується мінімальний сумарний гідравлічний опір потоку води на виході з перехідних каналів та, тим самим, збільшується інтенсивність закрутки та поліпшується організація сумарного водяного потоку в засопловій частині наконечника.

При установці у вихідній ділянці тракту для підведення охолоджуючої води завихрювача потоку води на відстані (до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів), що знаходиться в заявленому діапазоні, забезпечується ефективна закрутка потоку на вході у наконечник. В результаті збільшується коефіцієнт тепловіддачі до води від внутрішньої поверхні центральної частини наконечника та інтенсифікується охолодження центральної частини торця наконечника та вихідних ділянок продувних сопел (з боку осі фурми). Це призводить до додаткового збільшення стійкості наконечника, зменшенню швидкості ерозійного зносу вихідних ділянок сопел і стабілізації дуттьового режиму плавки.

При величині відносної відстані від центру вхідного перерізу завихрювача до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів,  $l/d_{вх}$ , меншій, ніж 0,5 потоки води після виходу із завихрювача не встигають повністю сформуватися в єдиний вихровий потік; не забезпечується рівномірне поле швидкості води поблизу внутрішньої поверхні центральної частини наконечника та має місце нерівномірне охолодження останньої.

При величині відносної відстані від центру вхідного перерізу завихрювача до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів,  $l/d_{вх}$ , більший, ніж 5 помітно знижується інтенсивність закрутки вихрового потоку води поблизу внутрішньої поверхні центральної частини наконечника, ефект закрутки потоку практично не впливає на інтенсифікацію її охолодження.

Суть корисної моделі пояснюється на Фіг. 1 - 8, де на Фіг. 1 - 3 схематично представлено просторове положення одного з перехідних каналів для проходу води в системі охолодження багатосоплової продувальної фурми: на Фіг. 1 - подовжній розріз А-А (вертикальною площиною, що проходить через вісь фурми), на Фіг. 2 - вид зверху, на Фіг. 3 - подовжній розріз Б-Б (вертикальною площиною, що проходить через вісь перехідного каналу для проходу води); на Фіг. 4-6 представлена система охолодження багатосоплової продувальної фурми за п. 1 і п. 1,2 формули корисної моделі: на Фіг. 4 - подовжній розріз А-А (вертикальною площиною, що проходить через вісь фурми), на Фіг. 5 - вид зверху, на Фіг. 6 - подовжній розріз Б-Б (вертикальною площиною, що проходить через вісь одного з перехідних каналів для проходу води); на Фіг. 7, 8 представлена система охолоджен-

ня багатосоплової продувальної фурми за п. 3 формули корисної моделі: на Фіг. 7 - подовжній розріз А-А (вертикальною площиною, що проходить через вісь фурми), на Фіг. 8 - вид зверху.

Кут закрутки перехідного каналу 4 в горизонтальній площині -  $\alpha$  є кутом (див. Фіг. 1, 2) між проекціями на горизонтальну площину осі перехідного каналу 4 та прямої, що проходить через вісь фурми та центр вхідного перерізу 7 цього перехідного каналу. Кут нахилу осі перехідного каналу 4 до вертикалі, що проходить через центр вхідного перерізу 7 цього каналу -  $\rho$  є кутом (див. Фіг. 3) між віссю каналу 4 та вертикаллю, що проходить через центр вхідного перерізу 7 цього каналу у вертикальній площині, що проходить через вісь каналу 4.

Система охолодження багатосоплової продувальної фурми складається з (див. Фіг. 4-6): концентрично розташованих труб 1, що створюють тракти підведення 2 та відведення 3 охолоджуючої води та перехідних каналів 4 (для проходу води між соплами 5 в наконечнику 6), що з'єднують ці тракти (2 і 3) та тангенціально розташовані до них, причому кут закрутки перехідних каналів 4 в горизонтальній площині визначений із співвідношення:

$$\alpha = \mu \cdot \arcsin\left(\frac{R - 0,5d}{R}\right), \text{ град.},$$

$\mu$  - емпіричний коефіцієнт, який дорівнює  $0,7 \div 1,0$ ;

$R$  - відстань від осі фурми до центру вхідного перерізу перехідного каналу, м;

$d$  - гідравлічний діаметр перехідного каналу, м.

Перехідні канали 4 для проходу води між соплами 5 в цілому сопловому блоці (суцільноточеному, суцільнолитому і т. п.) виконуються шляхом механічної обробки (свердління, фрезерування і т.п.) або безпосередньо в процесі лиття (за рахунок використання спеціального ливарного оснащення).

Оптимальний кут нахилу осі будь-якого з перехідних каналів 4 до вертикалі, що проходить через центр вхідного перерізу 7 цього каналу 4 -  $\rho$ , знаходиться в діапазоні  $30^\circ - 120^\circ$ .

Перехідні канали 4 для проходу води між соплами 5 в цілому сопловому блоці можуть бути виконані таким чином, що центри вхідних перерізів 7 перехідних каналів 4 розташовані в одній горизонтальній площині 8.

Система охолодження багатосоплової продувальної фурми може мати (див. Фіг. 7, 8) завихрювач 9 потоку води, що встановлен у вихідній ділянці тракту для підведення охолоджуючої води 2, причому відстань від центру вихідного перерізу 10 завихрювача 9 до горизонтальної площини 8, що проходить через центри вхідних перерізів 7 перехідних каналів 4, встановлена із співвідношення:

$$\frac{l}{d_{\text{вх}}} = 0,5 \div 5,0,$$

де  $l$  - відстань від центру вихідного перерізу завихрювача до горизонтальної площини, що проходить через центри вхідних перерізів перехідних каналів, м;

$d_{\text{вх}}$  - гідравлічний діаметр прохідного перерізу тракту для підведення води в стовбурі фурми на вході в наконечник, м.

При цьому завихрювач 9 є завихрювачем відомого типу (шнекового, тангенціального, різьбового, лопаткового і т.п.). Він закріплюється у вихідній ділянці тракту для підведення охолоджуючої води 2 за допомогою зварного з'єднання або іншим відомим способом.

Пристрій працює таким чином. По тракту підведення охолоджувача 2 (див. Фіг. 4-6) вода подається в наконечник 6, де розвертається та поступає у вхідні перерізи перехідних каналів 4. Після виходу з каналів 4, розташованих тангенціально до тракту відведення води 3 таким чином, що кут закрутки каналів 4 в горизонтальній площині  $\alpha$  визначений із заявленого співвідношення, потоки води, що формуються, мають (додатково до радіальної і вертикальної) істотну тангенціальну складову швидкості. В результаті забезпечується ефективна закрутка потоку води в засопловій зоні наконечника 6 по всьому периметру каналу для відведення води, тобто забезпечується рівномірний суцільний вихровий потік охолоджувача після виходу з перехідних каналів 4. Як наслідок, в периферійній частині наконечника 6 відсутні застійні зони води, збільшується коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні наконечника до води та забезпечується ефективне охолодження засоплової частини наконечника, місця з'єднання наконечника зі стовбуром фурми та вихідних ділянок сопел 5 (з периферійної сторони фурми). При цьому (за інших рівних умов) має місце максимальна бічна поверхня перехідних водяних каналів 4, тобто максимальна питома поверхня водяного охолодження наконечника, що також підвищує ефективність охолодження наконечника та вихідних ділянок сопел.

При установці у вихідній ділянці тракту для підведення охолоджуючої води 2 завихрювача 9 потік води (див. Фіг. 7, 8) на відстані (до горизонтальної площини 8, що проходить через центри вхідних перерізів 7 перехідних каналів 4), що знаходиться в заявленому діапазоні, забезпечується ефективна закрутка потоку на вході у наконечник. В результаті збільшується коефіцієнт тепловіддачі до води від внутрішньої поверхні центральної частини наконечника 6 та інтенсифікується охолодження центральної частини торця наконечника та вихідних ділянок продувних сопел 5 (з боку осі фурми). Це приводить до додаткового збільшення стійкості наконечника, зменшення швидкості ерозійного зносу вихідних ділянок сопел та стабілізації дуттєвого режиму плавки. При цьому важливо, щоб напрямок закрутки води в завихрювачі 9 відповідав напрямку закрутки води в перехідних каналах 4, тобто відповідав напрямку кута закрутки перехідних каналів 4 в горизонтальній площині -  $\alpha$ .

Використання системи охолодження багатосоплової продувальної фурми для продування розплаву в сталеплавильних агрегатах за рахунок оптимального геометричного положення перехідних каналів (щодо трактів для підведення та відведення води та осі фурми) забезпечує підвищення ефективності охолодження наконечника та місця його з'єднання зі стовбуром фурми, збільшення стійкості наконечника та фурми в цілому, а також зменшення ерозійного зносу вихідних діля-

нок сопел і стабілізацію дуттьового режиму плавки.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Марков Б.Л. Методы продувки мартеновской ванны. М.: Metallurgiya, 1975. - 280 с.

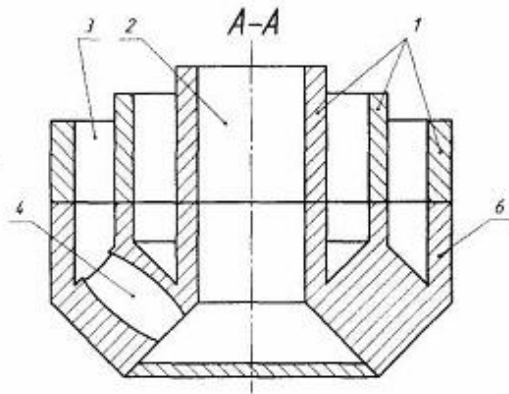


Fig. 1

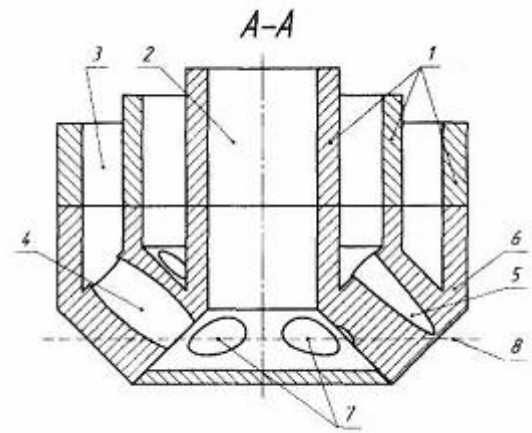


Fig. 4

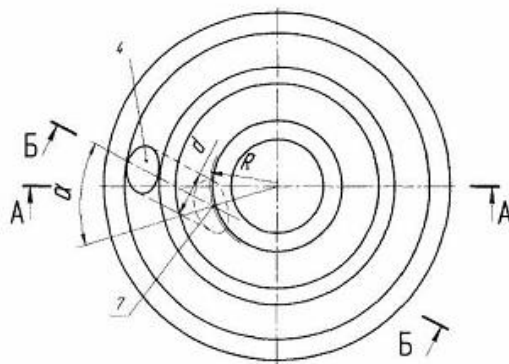


Fig. 2

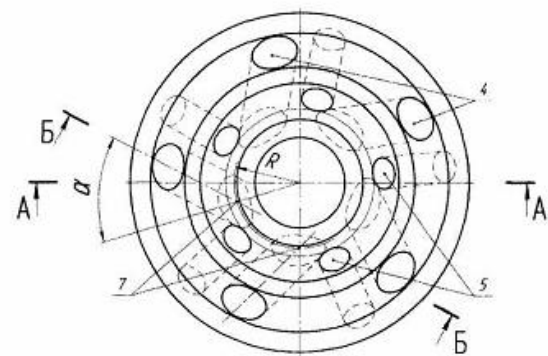


Fig. 5

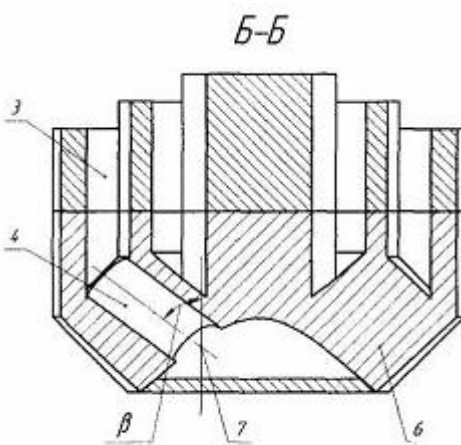


Fig. 3

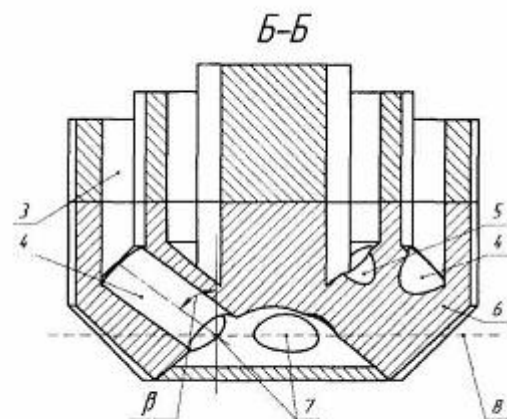


Fig. 6

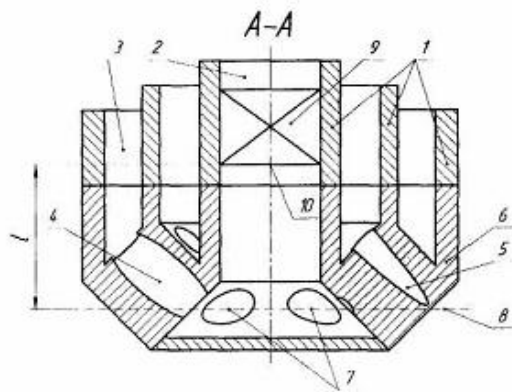


Fig. 7

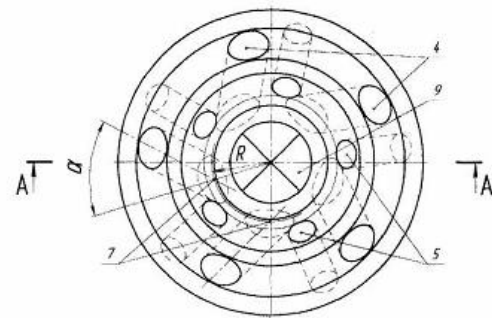


Fig. 8