



УКРАЇНА

(19) UA (11) 50807 (13) U
(51) МПК (2009)
F01D 5/18МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) РОБОЧА ЛОПАТКА ГАЗОВОЇ ТУРБИНИ З ЦИКЛОННИМ ОХОЛОДЖУВАННЯМ ПЕРЕДНЬОЇ КРОМКИ

1

2

(21) u200913241

(22) 18.12.2009

(24) 25.06.2010

(46) 25.06.2010, Бюл.№ 12, 2010 р.

(72) ХАЛАТОВ АРТЕМ АРТЕМОВИЧ, БОРИСОВ
ІГОР ІВАНОВИЧ, СЕВЕРІН ГЕОРГІЙ ДМИТРО-
ВИЧ, ДАШЕВСЬКИЙ ЮРІЙ ЯКОВИЧ, РОМАНОВ
В'ЯЧЕСЛАВ ВІКТОРОВИЧ, НОВОХАЦЬКА ІРИНА
ВОЛОДИМИРІВНА(73) ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ НАЦІ-
ОНАЛЬНОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ(57) Робоча лопатка газової турбіни з внутрішнім
циклонним охолодженням передньої кромки, що
включає один тангенціальний завихрювач з щіли-
ною, розподільний канал, канал підведення додат-
кового повітря, канал охолодження, яка **відріз-
няється** тим, що в щілині тангенціального
завихрювача встановлено дві перегородки з утво-
ренням трьох конфузорних тангенціальних кана-
лів, розподільний канал на вході в завихрювач

виконаний похилим до осі каналу на кут $\gamma=30...35^\circ$,
а канал підведення додаткового повітря в донну
частину завихрювача утворює з віссю лопатки кут
 $\psi=40...50^\circ$, при цьому розміри щілин між перегород-
ками завихрювача вибирають із співвідношень:

$$\frac{h}{d_{\text{екв.1}}} = 0,2...0,25 ;$$

$$\frac{b_1}{h} = 8...10, \quad \frac{b_2}{h} = 1,1...1,2, \quad \frac{b_2}{h} = 0,9...1,0$$

 $\alpha=30...40^\circ$,де h - висота щілини завихрювача; $d_{\text{екв.1}}$ - еквівалентний діаметр каналу охолоджу-
вання передньої кромки лопатки; b_1, b_2, b_3 - величини ширини вихідних перерізів
щілин між перегородками завихрювача; α - кут конусності перегородок завихрювача.

Корисна модель стосується газотурбобуду-
вання і може бути використана в турбінах транс-
портних газотурбінних двигунів і стаціонарних га-
зотурбінних установках.

Відомі лопатки газової турбіни, в яких реалізо-
вано циклонне охолодження передньої кромки
пера [1, 2, 3, 4].

Характерною рисою технічних рішень для да-
них аналогів є наявність розподільної порожнини
[2] або каналу [1, 3, 4, 5], з якої повітря через ряд
тангенціальних каналів по висоті лопатки поступає
в радіальний канал охолодження передньої
кромки. Така система подачі повітря приводить до
закручування потоку і, як наслідок, до збільшення
інтенсивності теплообміну в каналі охолодження
передньої кромки лопатки.

Всі вказані аналоги мають загальні для них
недоліки:

1. Високі гідравлічні втрати, обумовлені малою
площею прохідних перетинів тангенціальних кана-
лів і поворотом потоку в них на кут 90° .

2. Тангенціальне підведення повітря по всій
довжині радіального каналу охолодження пе-
редньої кромки приводить до нерівномірної тепло-

віддачі по висоті пера лопатки унаслідок збіль-
шення витрати охолоджувача від кореневої части-
ни пера до кінцевої.

Найбільш близьким до запропонованого техні-
чного рішення є лопатка газової турбіни з циклон-
ним охолодженням передньої кромки пера [1].
Особливістю конструкції даної лопатки є наявність
розподільного каналу, який служить для подачі
повітря, що охолоджує, в канал охолодження
передньої кромки лопатки. Для закручування пото-
ку в каналі охолодження передньої кромки по-
дача повітря в нього з розподільного каналу здійс-
нюється через ряд тангенціальних отворів по всій
висоті лопатки. Для зниження загальних втрат тис-
ку в донній області каналу охолодження перед-
ньої кромки до неї подається невелика кількість
повітря з розподільного каналу через додатковий
канал, вісь якого складає кут з віссю лопатки.

Недоліками даного технічного рішення є:

1. Подача повітря з розподільного каналу в ка-
нал охолодження передньої кромки через ряд
тангенціальних каналів з малою площею прохідно-
го перетину і поворотом потоку на кут 90° , що ма-
ють малі значення коефіцієнтів витрати, приво-

(13) U

(11) 50807

(19) UA

дить до великих гідравлічних втрат в системі охолодження передньої кромки і лопатки в цілому.

2. Тангенціальне підведення повітря по всій довжині каналу охолодження передньої кромки приводить до нерівномірної тепловіддачі по висоті пера лопатки унаслідок збільшення величини витрати охолоджувача по довжині каналу від кореневої частини пера лопатки до кінцевої. Внаслідок чого, максимальна величина теплового потоку доводиться на кінцеві перетини лопатки, а не на найбільш теплонапружені середні перетини.

3. У патенті не визначені геометричні характеристики елементів системи циклонного охолодження і діапазон потрібних значень витрати повітря через додатковий канал, що сполучає розподільний канал з донною частиною каналу охолодження передньої кромки лопатки.

Задачею запропонованої корисної моделі є удосконалення робочої лопатки газової турбіни з циклонним охолодженням передньої кромки шляхом зміни конструктивних особливостей завихорювача потоку, які поліпшують його гідродинамічну ефективність і забезпечують максимальну ефективність циклонного охолодження передньої кромки лопатки в найбільш теплонапружених середніх перетинах пера лопатки газової турбіни.

Це дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну в каналі охолодження передньої кромки, а також зменшити гідравлічні втрати в тангенціальному завихорювачі. Робоча лопатка, що заявляється, проявляє нові властивості, не властиві аналогу і іншим технічним рішенням, а саме:

1) забезпечує високі значення коефіцієнта тепловіддачі в найбільш теплонапруженій середній частині пера лопатки за рахунок плавного збільшення витрати повітря в каналі охолодження від кореневого до середнього перетину лопатки і збільшення закручування потоку в середній частині каналу охолодження передньої кромки лопатки;

2) дозволяє збільшити параметр закручування потоку на 20...25% за рахунок збільшення кута повороту потоку в завихорювачі з перегородками, що приводить до збільшення інтенсивності середнього теплообміну в каналі охолодження передньої кромки лопатки в 2,5...2,6 рази, а локального теплообміну в середній частині пера лопатки в 2,8...3,0 рази в порівнянні з осьовим перебігом охолоджувача в гладкому каналі;

3) дозволяє на 15...20% зменшити гідравлічні втрати в тангенціальному завихорювачі.

Поставлена задача вирішується тим, що, в робочій лопатці газової турбіни з внутрішнім циклонним охолодженням передньої кромки, що включає один тангенціальний завихорювач з щілиною, розподільний канал, канал підведення додаткового повітря, канал охолодження, згідно з корисною моделлю в щілині тангенціального завихорювача встановлено дві перегородки, з утворенням трьох конфузюрних тангенціальних каналів, розподільний канал на вході в завихорювач виконаний похилим до осі каналу на кут $\gamma=30...35^\circ$, а канал підведення додаткового повітря в донну частину завихорювача утворює з віссю лопатки кут $\psi=40...50^\circ$, при цьому розміри щілин між перегородками завихорювача вибираються із співвідно-

шень:

$$\frac{h}{d_{\text{екв},1}} = 0,2...0,25;$$

$$\frac{b_1}{h} = 8...10, \quad \frac{b_2}{h} = 1,1...1,2, \quad \frac{b_3}{h} = 0,9...1,0$$

$$\alpha=30...40^\circ,$$

де h - висота щілини завихорювача;

$d_{\text{екв},1}$ - еквівалентний діаметр каналу охолодження передньої кромки лопатки;

b_1, b_2, b_3 - величини ширини вихідних перетинів щілин між перегородками завихорювача;

α - кут конусності перегородок завихорювача.

У робочій лопатці газової турбіни з перерахованими відмінностями має місце збільшення інтенсивності теплообміну в каналі охолодження передньої кромки за рахунок ефективнішого закручування потоку в тангенціальному завихорювачі, забезпечується інтенсивніше охолодження найбільш теплонапруженої середньої частини пера лопатки за рахунок плавного збільшення витрати повітря по довжині каналу від кореневого до середнього перетину пера лопатки і збільшення закручування потоку в середніх перетинах лопатки, а також зменшуються гідравлічні втрати, що витрачаються на закручування потоку в каналі охолодження передньої кромки лопатки.

Основні геометричні параметри для даного технічного вирішення вибираються з приведених нижче співвідношень.

Кут нахилу додаткового каналу 3 до осі лопатки складає $\psi=40...50^\circ$, діаметр додаткового каналу вибирається із співвідношення

$$\frac{d_d}{d_{\text{екв},1}} = 0,3...0,4$$

де d_d - діаметр додаткового каналу 5; $d_{\text{екв},1}$ - еквівалентний діаметр каналу охолодження передньої кромки 1.

Зсув додаткового каналу щодо середньої лінії профілю лопатки (фіг. 3) визначається із співвідношення

$$\frac{\Delta}{d_{\text{екв},1}} = 0,25...0,3.$$

Щілина тангенціального завихорювача з двома перегородками розташована з боку увігнутої поверхні профілю пера лопатки. Розміри щілини завихорювача вибираються з наступних геометричних співвідношень (фіг. 2, 3):

$$\frac{h}{d_{\text{екв},1}} = 0,2...0,25;$$

$$\frac{b_1}{h} = 8...10, \quad \frac{b_2}{h} = 1,1...1,2, \quad \frac{b_3}{h} = 0,9...1,0$$

де h - висота щілини завихорювача;

b_1, b_2, b_3 - величини ширини вихідних перетинів щілин між перегородками завихорювача відповідно (фіг. 2).

Кут конусності перегородок завихорювача (фіг. 2) знаходиться в діапазоні: $\alpha=30...40^\circ$.

Корисна модель пояснюється кресленнями (фіг. 1-4).

На фіг. 1 зображений подовжній розріз пропонованої лопатки газової турбіни в ізометричній проекції, яка має два основні канали охолодження: канал циклонного охолодження передньої кромки лопатки 1, канал охолодження профільної частини пера лопатки 2, канал 2 сполучений з каналом 1 додатковим каналом 3, який нахилений до осі лопатки на кут ψ .

На фіг. 2 представлений подовжній розріз лопатки газової турбіни. Тут: 1 - канал охолодження передньої кромки; 2 - канал охолодження профільної частини лопатки; 3 - додатковий канал; 4 - щілина тангенціального завихорювача; 6 - перегородки; 5 - розподільний канал, який нахилений до осі лопатки на кут γ .

На фіг. 3 представлений поперечний розріз лопатки газової турбіни. Тут: 1 - канал охолодження передньої кромки; 2 - канал охолодження профільної частини лопатки; 3 - додатковий канал; 4 - щілина тангенціального завихорювача.

На фіг. 4 показана схема перебігу повітря в тангенціальному завихорювачі з суцільною щілиною (а) і з щілиною з перегородками (б).

На фіг. 5 а) показана узагальнена експериментальна залежність коефіцієнта інтенсифікації тепловіддачі і зміна відносної витрати по відносній довжині каналу охолодження передньої кромки.

На фіг. 5 б) представлена експериментальна залежність безрозмірного теплового потоку по відносній довжині каналу охолодження передньої кромки.

Лопатка газової турбіни працює таким чином. Для інтенсифікації охолодження найбільш теплонавантаженої передньої кромки робочої лопатки газової турбіни потік повітря, що охолоджує, закручується в тангенціальному завихорювачі, що знаходиться в замковій і кореневій частині пера лопатки. Тангенціальний завихорювач має, тангенціально розташовану по відношенню до осі каналу 1 щілину розділену на три частини двома перегородками, яка забезпечує закручування основного потоку повітря в каналі 1 і додатковий канал 3, через який в канал 1 у напрямі закручування основного потоку подається додаткове повітря для зменшення гідралічних втрат в донній частині завихорювача. Перегородки в щілині завихорювача б, що мають трапецієвидну форму в перетині, розділяють щілину на три нерівні по ширині частини і, таким чином, утворюють три соплові тангенціальні канали, причому $b_1 > b_2 > b_3$. Сумарна довжина завихорювача при цьому складає 40-50% від довжини каналу охолодження передньої кромки.

Розрахункові і експериментальні дослідження проведені авторами показали, що установка перегородок в щілинному каналі завихорювача дозволяє розвернути потік в завихорювачі на більший кут, і зменшити середній кут виходу потоку з щілини завихорювача (фіг. 4 а, б), таким чином, що $\phi_{cp} > \phi_{cp1} > \phi_{cp2} > \phi_{cp3}$. Це приводить до зростання моменту імпульсу струменя що виходить з щілини завихорювача з перегородками в порівнянні із завихорювачем з суцільною щілиною і, отже, до збільшення закручування потоку на виході із зави-

хорювача. Закручування потоку в каналі охолодження передньої кромки характеризується величиною тангенса кута закручування потоку - $tg(\phi_w)$, визначений по вектору абсолютній швидкості у стінки каналу. Експериментально встановлено, що величина тангенса кута закручування потоку на виході із завихорювача з перегородками може мати значення $tg(\phi_w) = 1,4 \dots 1,5$. В той же час, установка перегородок в щілині завихорювача приводить до зростання гідралічних втрат в завихорювачі і до зниження його коефіцієнта витрати. Тому щілина завихорювача з перегородками повинна мати велику сумарну ширину, чим суцільна. При перебігу повітря в щілинних каналах завихорювача має місце відрив потоку з нижніх кромки (фіг. 4), що обумовлює високі гідралічні втрати в завихорювачі. Тому в пропонованому технічному рішенні для зниження гідралічних втрат в завихорювачі перегородки мають трапецієвидну форму в перетині, що дозволяє забезпечити безвідривну течію в щілинних каналах завихорювача, а конфузورها форма щілинних каналів завихорювача дозволяє збільшити абсолютну швидкість потоку на виході з них.

Плавне збільшення витрати повітря, що охолоджує, і коефіцієнта інтенсифікації тепловіддачі по довжині каналу охолодження від кореневого до середнього перетину лопатки (фіг. 5 а) приводить до того, що абсолютний тепловий потік змінюється по кривій з максимумом в найбільш теплонапружених середніх перетинах лопатки (фіг. 5 б), де коефіцієнт інтенсифікації теплообміну в порівнянні з осовою течією в гладкому каналі може досягати значення $\epsilon_\phi = 2,9 \dots 3,0$.

Зниження гідралічних втрат при подачі додаткового повітря в донну частину тангенціального завихорювача обумовлене зменшенням розмірів, і інтенсивності рециркуляційної зони в донній частині завихорювача.

Авторами було експериментально встановлено, що в тангенціальному завихорювачі з перегородками збільшення відносної витрати через додатковий канал більше 8% від сумарної витрати через щілину завихорювача призводить до різкого зниження закручування потоку в каналі охолодження. Тому оптимальне значення відносної величини витрати повітря через додатковий канал 3 повинно знаходитися в діапазоні:

$$\bar{G}_\partial = \frac{G_\partial}{G_{\text{завихр}\Sigma}} \cdot 100\% = 4 \dots 6\%,$$

де $G_{\text{завихр}\Sigma}$, G_∂ - сумарна витрата повітря через щілину завихорювача і додатковий канал відповідно.

Таким чином, пропоноване конструктивне рішення дозволяє збільшити середнє значення інтенсивності теплообміну в каналі охолодження передньої кромки лопатки газової турбіни в 2,5...2,6 рази в порівнянні з осовою течією в гладкому каналі, забезпечити максимальну тепловіддачу в найбільш теплонапружених середніх перетинах лопатки, а також на 15...20% зменшити гідралічні втрати, що витрачаються на закручування потоку в каналі охолодження, що підтверджується результатами проведених авторами роз-

рахункових і експериментальних досліджень.

Джерела інформації:

1. Патент США № 5,603,606 - F01D 5/18. Turbine cooling system. B. Glezer, T. Lin, M. Hee-Koo - Заявл. 14.11.1994.

2. Патент Российской Федерации № 2117768. Охлаждаемая лопатка турбомашин. М.М. Гойхенберг, В.М. Чепкин.

3. Патент США № 6,033,181 - B63H 1/26. Turbine blade of a gas turbine. W. Enders, H.

Wettstein - Заявл. 28.08.1998.

4. Патент США № 6,547,525 B2- F01D 5/08. Cooled component, casting core for manufacturing such a component, as well as method for manufacturing such a component. H. Haehnle, I. El-Nashar, R/Kellerer, B/ Von Arx - Заявл. 29.10.2001.

5. Патент США № 6,431,832 B1 - B64C 11/24; F01D 5/18. Gas turbine engine airfoils with improved cooling. B. Glezer, H. Koo Moon - Заявл. 12.09.2000.

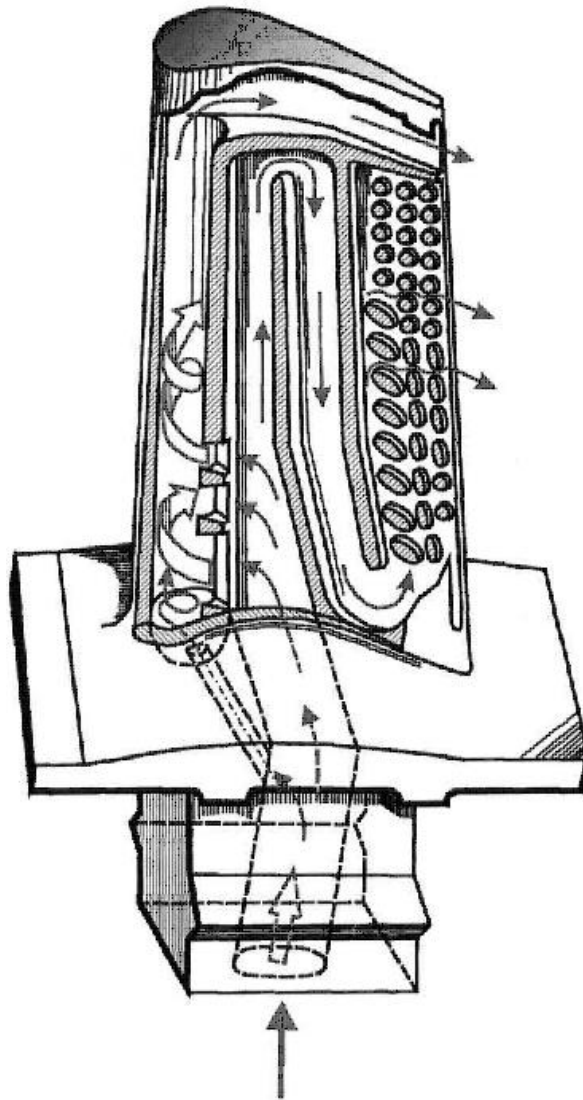


Fig. 1

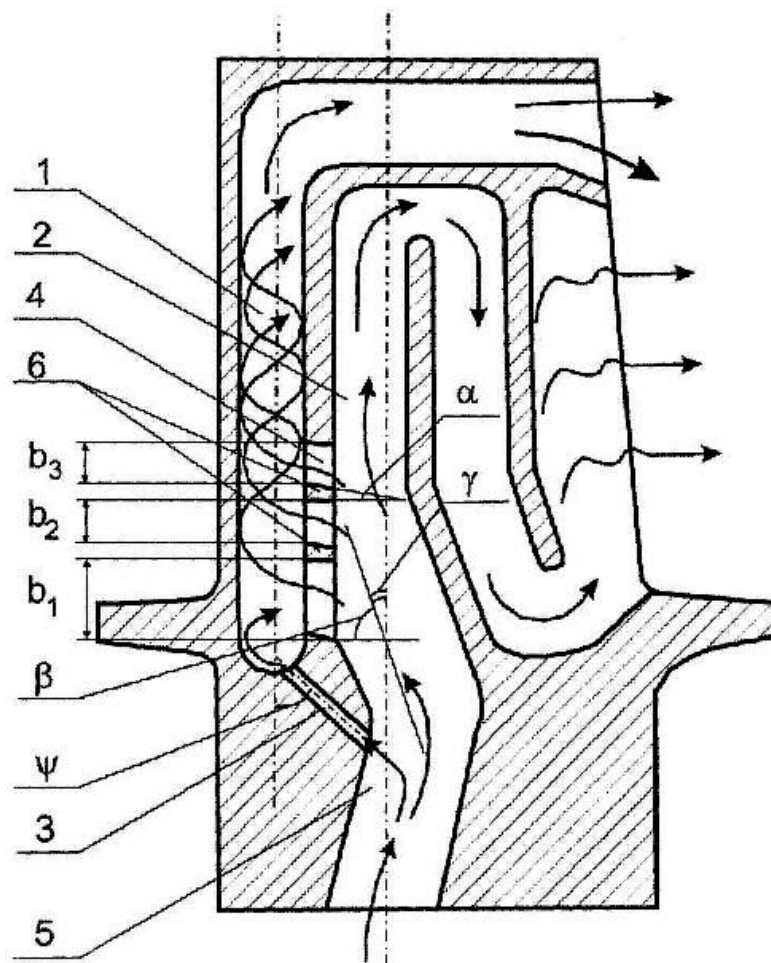


Fig. 2

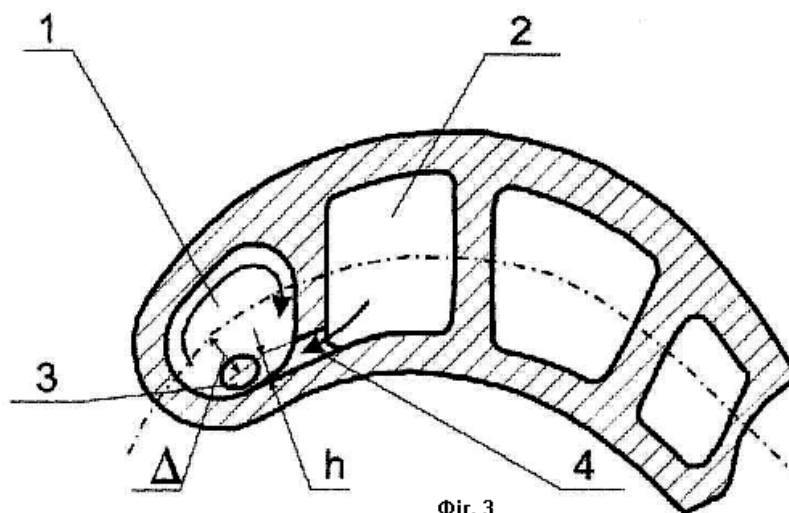


Fig. 3

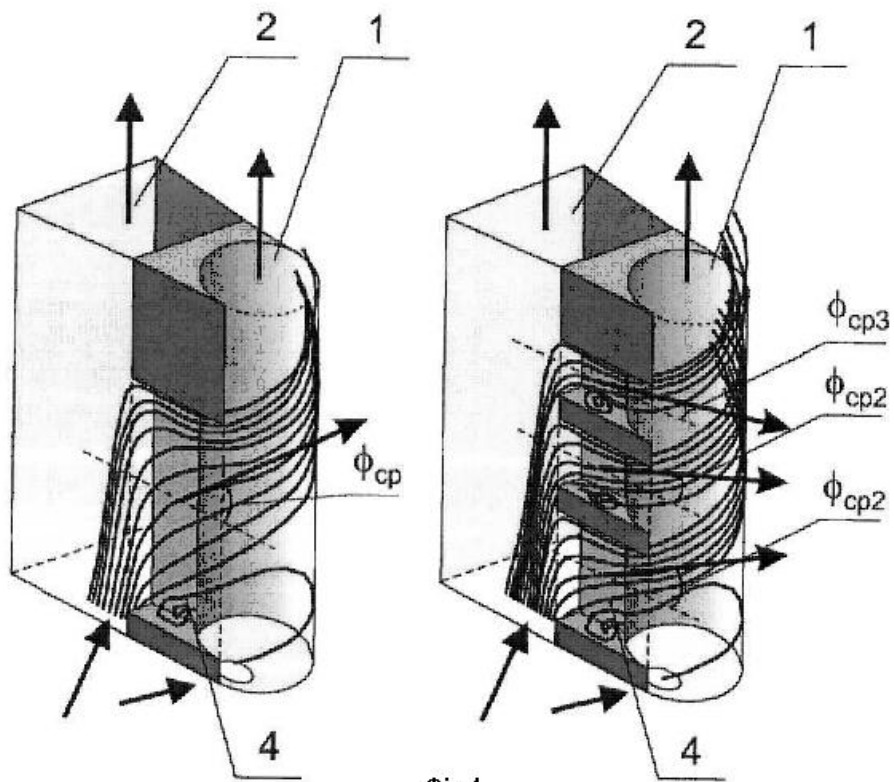
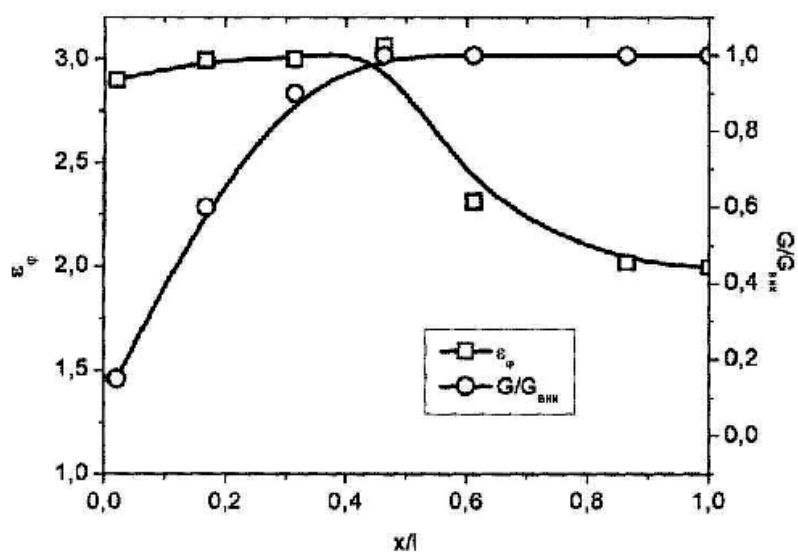
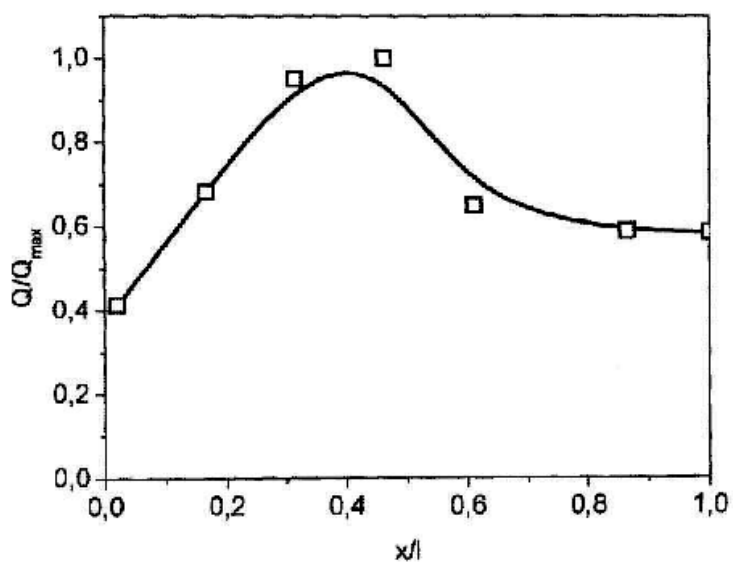


Fig. 4



а)



б)

Фиг. 5