



УКРАЇНА

(19) UA (11) 26596 (13) C1
(51) G F 16 D 9/00ДЕРЖАВНЕ
ПАТЕНТНЕ
ВІДОМСТВООПИС ДО ПАТЕНТУ
НА ВІНАХІД

(54) ЗАПОБІЖНА МУФТА

1

2

(21) 97084087

(22) 04.08.97

(24) 11.10.99

(46) 11.10.99. Бюл. № 6

(56) Креслення: №№ 207536, 318222, 282, 622P-2/340104-79, 340104-76A, 622P-1/340103-27. ОАО "Ни́жньодніпро́вський трубопрокатний завод", м. Дніпропетровськ.

(72) Голота Віктор Опанасович, Голота Сергій Вікторович

(73) Голота Віктор Опанасович, Голота Сергій Вікторович

(57) Запобіжна муфта, що містить зв'язані з сполучними валами ведучу і ведену півмуфти і сполучну ланку з запобіжним перерізом, з'єднану з півмуфтами своїми хвостовиками за допомогою шліцевого з'єднання тріфної форми, зцентрованого по боковим працюючим поверхням, яка відрізняється тим, що шліцеве

тріфне з'єднання має виступи, окреслені по радіусу з діаметральними підрізами біля верхів'я на півмуфтах і радіусні упадини на хвостовиках сполучної ланки, півмуфти і сполучна ланка зцентровані по найбільшому діаметру виступів, хвостовики виконані в середній частині з сферичною шийкою, ширина S якої вибирається з виразу:

$$S = (0,0028 \dots 0,014) D,$$

де D – найбільший діаметр шліцевого з'єднання, міжцентрову відстань між віссю з'єднання і центром упадини сполучної ланки вибирають з виразу:

$$A = 1,082 D/2,$$

радіус поверхні виступів півмуфт рівний радіусу упадин сполучної ланки і складає:

$$R_1 = R_2 = 0,4142 D/2,$$

а діаметр D_n діаметральних підрізів виступів півмуфт вибирається з виразу:

$$D_n = (0,75 \dots 0,80) D$$

Винахід відноситься до прокатного виробництва, частково до елементів для захисту від перевантажень обладнання ліній прокатних станів, наприклад, пільгерстанів і може бути використаним в машинобудуванні в запобіжних пристроях з'єднань валів машин і механізмів в умовах підвищених динамічних навантажень і значної неспіввісності валів.

Відома запобіжна муфта пільгерстана 5"–12", збудованого Угорщиною на Нижньодніпровському трубопрокатному заводі (м.Дніпропетровськ) в 1969 р. [1], містить зв'язані з сполучними валами ве-

дучу і ведену півмуфти і сполучну ланку з запобіжним перерізом, з'єднану своїми хвостовиками з півмуфтами тріфними з'єднаннями, що мають виступи (4 шт.) з діаметральними підрізами біля верхів'я на півмуфтах і радіусні упадини (4 шт.) на хвостовиках сполучної ланки. Хвостовики сполучної ланки утворені двома конічними поверхнями, схрещеними у середній частині хвостовиків більшими основами діаметром 742 мм, утворюючими ребро у місці їх схрещення. Найбільший діаметр тріфного з'єднання складає $D=750$ мм. Радіуси упадин хвостовиків складають

(19) UA (11) 26596 (13) C1

$R_2=168$ мм. Радіуси округлення виступів півмуфт складають $R_1=165$ мм, а їх центри перехресно зміщені на $t=2$ мм по дузі діаметром $2A=870$ мм, що забезпечує щільності на дні упадини 3 мм, а по верхів'ю упадини – 5 мм. Для покращення відносної рухомості працюючих поверхонь, верхів'я виступів півмуфт мають по усій довжині підріз діаметром $D_n=550$ мм. При таких геометричних параметрах тріфного з'єднання міжцентрова відстань між віссю тріфного з'єднання і центром упадини сполучної ланки складає:

$$A = 1,16 D/2, \quad (1)$$

де D – найбільший діаметр тріфного з'єднання (для відомого тріфного з'єднання $D=750$ мм);

радіус округлення виступів півмуфт складає:

$$R_1 = 0,44 D/2, \quad (2)$$

радіус упадин сполучної ланки складає:

$$R_2 = 0,448 D/2, \quad (3)$$

а діаметр діаметральних підрізів виступів півмуфт складає:

$$D_n = 0,73 D. \quad (4)$$

Проте, відома запобіжна муфта не має високої компенсаційної здатності її рухомих елементів. Викликано це недостатньою величиною діаметральних підрізів виступів півмуфт, і відповідно низькою податливістю тріфного з'єднання, в зв'язку з тим, що ребра виступів при значній неспіввідповідності валів упираються у поверхні упадин сполучної ланки і таким чином приводять до виникнення згинального моменту і перерізуювальної сили.

Завданням винаходу є підвищення компенсаційної здатності рухомих елементів запобіжної муфти.

Поставлене завдання вирішується таким чином.

У запобіжній муфті, яка містить зв'язані з сполучними валами ведучу і ведену півмуфти і сполучну ланку з запобіжним перерізом, зв'язану своїми хвостовиками з півмуфтами тріфними з'єднаннями, що мають виступи з діаметральними підрізами біля верхів'я на півмуфтах і радіусні упадини на хвостовиках сполучної ланки, згідно з винаходом, центрування тріфного з'єднання здійснюється по найбільшому діаметру, хвостовики сполучної ланки мають у середній частині сферичну шийку, ширину S якої вибирають з виразу:

$$S = (0,0028...0,014) D, \quad (5)$$

де D – найбільший діаметр тріфного з'єднання, міжцентрову відстань A між віссю тріфного з'єднання і центром упадини сполучної ланки вибирають з виразу:

$$A = 1,082 D/2, \quad (6)$$

радіус округлення R_1 виступів півмуфт рівний радіусу R_2 упадин сполучної ланки і складає:

$$R_1 = R_2 = 0,4142 D/2, \quad (7)$$

а діаметр D_n діаметральних підрізів виступів півмуфт вибирають з виразу:

$$D_n = (0,75...0,80) D. \quad (8)$$

Завдяки виконанню по зовнішньому діаметру у середній частині хвостовиків сполучної ланки повільного переходу КО-НУС-СФЕРА-КОНУС забезпечується надійна центровка тріфного з'єднання, зниження динамічних навантажень на запобіжну муфту і таким чином розширюється компенсаційна можливість тріфного з'єднання. Діапазон запропонованих відносних розмірів шийки (формула 5) обумовлений оптимальним кутом конічних поверхонь хвостовиків, спряжуваних з сферичною шийкою. При відносній величині шийки, меншій нижньої межі, знижується компенсаційна можливість тріфного з'єднання, так як кут конусних поверхонь хвостовиків буде недостатнім і конічні поверхні при значній неспіввідповідності валів будуть упиратись у поверхню упадин максимального діаметра з'єднання. При відносній величині шийки, більшій верхньої межі, кут конусних поверхонь хвостовиків буде більшим і, хоч при цьому компенсаційна можливість збільшується, проте площа поверхні упадин зменшується, при цьому збільшується контактне напруження поверхонь тріфного з'єднання.

Виконання діаметра діаметральних підрізів виступів згідно з формулою (8), тобто значно більшими, ніж у відомій муфті (див. формулу 4), дозволяє віддалити ребра виступів на півмуфтах від днища упадин. При цьому контакт виступів півмуфт з упадинами хвостовиків сполучної ланки відбувається в основному по бокових стінках останніх. У результаті цього сполучна ланка має більший діапазон кутової піддатливості, що і обумовлює розширення компенсаційної можливості тріфного з'єднання. При відносній величині меншої нижньої межі кутова піддатливість тріфного з'єднання знижується і зменшується його компенсаційна можливість. При відносній величині, більшій верхньої межі, хоч і збільшується кутова піддатливість тріфного з'єднання, проте значно знижується площа бокової поверхні виступів півмуфт, збільшується контактне напруження, знижуються міцність і термін служіння з'єднання і муфти в цілому.

У зв'язку з збільшенням діаметра D_n діаметральних підрізів виступів зменшується

площа їх бокової поверхні, компенсувати втрати якої відповідно до винаходу пропонується за рахунок углиблення упадин сполучної ланки шляхом зменшення міжцентрової відстані A згідно з формулою (6). Проте, для збереження достатньої міцності діючому крутному моменту $M_{\text{кр}}$, зменшення міжцентрової відстані A повинно супроводжуватись збільшенням найбільшого діаметра D тrefного з'єднання. Приведене у формулі (6) співвідношення міжцентрової відстані A між віссю тrefного з'єднання і центром упадини сполучної ланки дорівнює $1,082 D/2$ і визначено експериментальним шляхом і базується на тому, що центральний кут упадин сполучної ланки тrefного з'єднання β складає 45° і забезпечує найбільшу його компенсаційну можливість.

Виконання радіуса округлення виступів півмуфт R_1 рівним радіусу упадин сполучної ланки R_2 забезпечує при навантаженні тrefного з'єднання повний контакт бокових поверхонь виступів і упадин, зменшує бокові щілини, знижує динамічні навантаження, зменшує контактні напруження і, таким чином, збільшує ресурс роботи тrefного з'єднання.

А вибір співвідношення радіуса округлення виступів півмуфт R_1 і радіуса упадин сполучної ланки R_2 і найбільшого діаметра тrefного з'єднання D відповідно формулі (7), базується також на оптимальному виконанні центрального кута упадин сполучної ланки тrefного з'єднання β рівним 45° , що забезпечує його найбільшу компенсаційну можливість і визначено експериментальним шляхом.

На фіг.1 зображена пропонується запобіжна муфта; на фіг.2 – розріз А-А на фіг.1; на фіг.3 – розріз В-В на фіг.1; на фіг.4 – хвостовик сполучної ланки; на фіг.5 – спряження виступа півмуфти і упадини сполучної ланки відомої запобіжної муфти; на фіг.6 – графічна побудова кривої взаємодії працюючих поверхонь виступів півмуфти і упадин сполучної ланки; на фіг.7 – кінематична схема лінії стана; на фіг.8, 9, 10 – схема діючих на сполучну ланку сил і моментів в лінії стана, при наявності значної неспіввісності валів; на фіг.11 – схема побудови упадини сполучної ланки; на фіг.12 – схема побудови радіусів округлення виступів півмуфти; на фіг.13 – схема визначення сферичної шийки сполучної ланки при неспіввісному положенні валів; на фіг.14 – фото злому запобіжного перерізу круглої суцільної форми.

Запобіжна муфта (фіг.1) містить ведучу 1 і ведену 2 півмуфти, зв'язані за до-

помогою маточин 3, 4 з сполучними валами 5, 6. Муфта також має сполучну ланку 7 з запобіжним перерізом 8. У варіантах виконання запобіжний переріз 8 може бути суцільним Е (фіг.3) або кільцевим F (фіг.3). Сполучна ланка 7 своїми хвостовиками 9, 10 (фіг.1, 4) зв'язана з півмуфтами 1, 2 тrefними з'єднаннями (фіг.2), що мають виступи 11 з діаметральними підрізами 12 при верхів'ї на півмуфтах 1, 2 і радіусні упадини 13 на хвостовиках 9, 10 сполучної ланки 7. Хвостовики 9, 10 сполучної ланки 7 мають у середній частині сферичну шийку 14 і схрещені з нею конічні поверхні 15, 16 (фіг.4). Ширину S сферичної шийки 14 вибирають з виразу:

$$S = (0,0028 \dots 0,014) D, \quad (5)$$
де D – найбільший діаметр тrefного з'єднання.

Міжцентрова відстань A між віссю тrefного з'єднання і центром упадини сполучної ланки 7 складає:

$$A = 1,082 D/2, \quad (6)$$

радіус округлення R_1 виступів 11 півмуфт 1, 2 дорівнює радіусу R_2 упадин 13 сполучної ланки 7 і складає:

$$R_1 = R_2 = 0,4142 D/2. \quad (7)$$

Діаметр D_n діаметральних підрізів 12 виступів 11 півмуфт 1, 2 складає:

$$D_n = (0,75 \dots 0,80) D. \quad (8)$$

Таким чином, центрування тrefного з'єднання здійснюють по найбільшому діаметру D .

У прикладі конкретного виконання запобіжна муфта може мати такі геометричні характеристики:

- найбільший діаметр тrefного з'єднання $D \approx 830$ мм,
- діаметр упадин $D_1 = 350$ мм,
- діаметр діаметральних підрізів виступів $D_n \approx 640$ мм,
- радіус округлення виступів $R_1 = 175$ мм,

- радіус упадин $R_2 = 175$ мм,
- зміщення центрів радіусів виступів дорівнює величині бокової щілини $t = \Delta t = 3$ мм,

- міжцентрова відстань між віссю тrefного з'єднання і центром упадини сполучної ланки $A = 450$ мм,

- ширини сферичної шийки $S = 12$ мм,

- довжина хвостовика сполучної ланки $L = 375$ мм,

- кут конусності конічних поверхонь хвостовика, примикаючих до сферичної шийки $\alpha = 0,16 \dots 0,82^\circ$

- кут упадин $\beta = 45^\circ$

Така запобіжна муфта характеризується простою конструкцією, технологічністю

і може бути використана у лінії пільгер-стана 5"-12" з використанням рухомих посадок з щілиною. Використання у запобіжній муфті тріфного з'єднання з пропонуваними геометричними параметрами дає можливість підвищити її компенсаційну здатність, значно знизити величину згинального моменту, при постійній наявності неспіввідносності розташування сполучних валів, а значить стабілізувати і збільшити стійкість запобіжного перерізу, поліпшити умови експлуатації сполучних з муфтою вузлів і механізмів, знизити витрати на обслуговування стана.

Вибір геометричних параметрів базується на таких теоретичних і практичних обґрунтуваннях.

Відомо, що для більш правильного зіткнення по упадині [2], виступи муфти окреслюються тими ж радіусами, що і упадини сполучної ланки. У відомій запобіжній муфті [1] радіус округлення виступів $R_1 = 165$ мм, що на 3 мм менше, ніж радіус упадини $R_2 = 168$ мм, що при статичному навантаженні забезпечує (фіг.3) часткове зіткнення поверхонь біля верхів'я упадини і значно зменшує площу працюючих поверхонь, приводить до інтенсивного їх зношування, до збільшення бокових щілин, і як наслідок, збільшує і без того значні динамічні навантаження.

Графічна побудова кривої взаємодії працюючих поверхонь (фіг.6) виступів півмуфт і упадин сполучної ланки у період статичного навантаження показує, що у різних точках кривої, взаємодія прикладених у різних точках сил відбувається під різними кутами від 5 до 75° по відношенню до працюючої поверхні.

На ділянці між точками 2-3-4 взаємодія сил по відношенню до працюючих поверхонь відбувається під кутом відносно 5-20-35°, тому на цій ділянці, при наявності неспіввідносності, а значить і згинального моменту, має місце значний ріст контактних напружень, що супроводжується зім'яттям, наклепом дна упадини і відповідної частини поверхні виступа півмуфти.

На ділянці між точками 4-5-6-7 працюючі поверхні взаємодіють під кутом 35-50-65-75°, що забезпечує їм більш легку вертикальну рухомість, наближуючи їх по умовах взаємодії до умов взаємодії поверхонь прямобічного шліцьового з'єднання. Найбільш схильна до вертикальної відносної рухомості ділянка кривої між точками 7-8-9-10-11, проте вона не має місця у розглядаємому тріфному з'єднанні.

Крутний момент $M_{кр ст}$ при статичному навантаженні пільгерстана 5"-12" коливається в межах від 120 до 130 тм, тоді зусилля F передане тріфним з'єднанням дорівнює:

$$F = \frac{M_{кр ст}}{l} \quad (9)$$

де l – плече тріфного з'єднання. $l = 0,375$ м.

$$F = \frac{130}{0,375} = 346,6 \text{ т.}$$

В умовах рівномірного розподілу зусилля f на кожний шліц складає:

$$f = \frac{F}{n}, \quad (10)$$

де n – кількість шліців (виступів-упадин), $n = 4$.

$$f = \frac{346,6}{4} = 86,6 \text{ т (без урахування}$$

динамічних навантажень).

Розглядаючи роботу тріфного з'єднання (фіг.3) при статичному навантаженні (заворот тріфного з'єднання на 180°) видно, як протилежні А-С; В-Д упадини сполучної ланки своїм днищем, парами перекриваючи бокові щілини, заклинюють на верхів'ях А-С; В-Д півмуфти, наприклад, у точках 1-1'; 4-4'. Таким чином, центрування тріфного з'єднання відбувається по працюючій поверхні дна упадин і відповідної працюючої поверхні верхів'я виступів. Поверхні максимального діаметра $D = 750$ мм тріфного з'єднання при статичному навантаженні нейтральні.

При середній довжині тріфного з'єднання, рівній 360 мм, таке центрування знижує компенсаційну рухомість з'єднання, особливо у вертикальній площині 1-1, де величина згинального моменту від неспіввідносності має максимальне значення. У цьому випадку відносна рухомість працюючих поверхонь з'єднання можлива тільки за рахунок грубого місцевого зім'яття, наклепа поверхні дна упадини і спряжуваної поверхні верхів'я виступа у початку і у кінці тріфного з'єднання.

Низька компенсаційна спроможність відомої запобіжної муфти [1] обумовлює складний багатоосовий напружений стан послабленого запобіжного перерізу (фіг.3) як суцільної (Е) круглої форми, так і кільцевої (F) форми, що ставить його стійкість руйнувань у пряму залежність від величини зміщення осей валів і, як наслідок, від величини згинального моменту і супровідної йому перерізуючої сили.

У цілях більш чіткого уявлення механізма впливу низької компенсаційної здатності тріфного з'єднання на стійкість послабленого запобіжного перерізу сполучної ланки, розглянута кінематична схема лінії стана (фіг.7) без робочої кліті і привідних шпинделів і вплив взаємодіючих в лінії сил на стійкість послабленого запобіжного перерізу. Лінія стана включає ведучу 1 і ведену 2 півмуфти, сполучну ланку 7, маховик 17, нижню вал-шестерню 18, верхню вал-шестерню 19, півмуфти 20, 21 і опорні підшипники 22, 23.

Так як вузол маховика 17 являє собою компактную конструкцію з значними масами вхідних в нього деталей, що мають багатократний запас міцності, потужні підшипникові опори, потужний фундамент, прийнято розглядати співвісність нижньої вал-шестерні 18 шестірневої кліті відносно осі вала маховика. Припустима неспіввісність до 3 мм, проте у практиці за рахунок похибок монтажу, зношування підшипників ковзання шестірневої кліті, величина неспіввісності значно перевищує допустиму.

Для визначення впливу неспіввісності, отже і виникаючого згинального моменту, на величину напружень у запобіжному перерізі 8 при статичному навантаженні доцільно нижню вал-шестерню 18 з твердо встановленими на ній півмуфтами 2, 20 представити як балку (фіг.8) на двох опорах 22, 23 з опорними реакціями R_{22} , R_{23} , навантажену силами P_{20} , P , P_2 , а сполучну ланку 7 представити як консольно затиснуту балку у площині запобіжного перерізу 8 (фіг.7).

При наявності значної неспіввісності (фіг.9) реакція опори R_{23} прямує до нуля, при цьому замість опори R_{23} балка може одержати опору у точці А (фіг.9) на кінці консольно затиснутої балки з реакцією R_A . Крім того, так як шліцьова частина (довжиною 360 мм) сполучної ланки 7 знаходиться у середині півмуфти 2, то перекіс осей створює зосереджений момент M_3 від пари сил, прикладених у точках А і В (фіг.9). При цьому у площині затиснення, тобто у запобіжному перерізі, виникає результуючий момент M . Для визначення результуючого моменту M була розглянута взаємодія двох балок при умові наявності значної по величині неспіввісності і статичному навантаженні (фіг.10). Сумарний згинальний момент у площині затиснення балки буде дорівнювати сумі моментів M_3 і M_{3r} .

Балка 18, лежачи на опорі своїм правим кінцем, діє на консольну балку у точці А, в результаті виникає реакція ос-

таточної R_A , яку можливо вирахувати з умови рівноваги балки, при якій сума сил і моментів навколо якої-небудь точки, частково точки О, дорівнює нулю.

Діючі сили P_{20} , R_{22} , P , P_2 , R_A .
 $P_{20} = 4 \text{ т}$ - вага півмуфти 20 (фіг.7)

$$P_{20} = P_{18} + P_{19} + P_{\text{рад}} \quad (11)$$

де P_{18} - вага нижньої вал-шестерні 18,

P_{19} - вага верхньої вал-шестерні 19,

$$P_{\text{рад}} = P_1 \cdot \text{tg} 20'. \quad (12)$$

$$\text{де } P_1 - \text{колове зусилля } \frac{M_1}{2R} = \frac{130 \text{ тм}}{2 \cdot 0,5 \text{ м}} =$$

$$= 130 \text{ т.}$$

$$\text{тоді } P_{\text{рад}} = 130 \text{ т} \cdot 0,364 = 47 \text{ т}$$

$$P = 12 + 12 + 47 = 71 \text{ т}$$

$P_2 = 5 \text{ т}$ - вага веденої півмуфти 2 спільно з її маточиною 4.

$$-P_{20} \cdot L_1 + P \cdot L_2 + P_2 \cdot L_3 = R_A [L_3 - (L_4 - L_5)] \quad (13)$$

де для пільгерстана 5"-12":

$$L_1 = 0,8 \text{ м}; L_2 = 1,1 \text{ м}; L_3 = 2,7 \text{ м};$$

$$L_4 = 1,0 \text{ м}; L_5 = 0,6 \text{ м}; L_6 = 0,4 \text{ м};$$

підставимо значення у вираз (13)

$$-4 \cdot 0,8 + 71 \cdot 1,1 + 5 \cdot 2,7 = R_A \cdot [2,7 + (1,0 - 0,6)]$$

$$R_A = \frac{(-3,2 + 78,1 + 13,5)}{3,1} = 28,5 \text{ т.}$$

Так як система знаходиться у рівновазі, то сума сил дорівнює нулю

$$-P_{20} + R_{22} - P - P_2 + R_A = 0 \quad (14)$$

$$R_{22} = P_{20} + P + P_2 - R_A = 4 + 71 + 5 - 28,5 = 51,5 \text{ т}$$

Знаючи значення реакції R_{22} , вираховуємо засереджений момент M_3 , викликаний діями сил P_{20} , R_{22} , P , P_2 .

$$P_{20} [L_1 + L_3 + (L_4 - L_6)] + R_{22} [L_3 + (L_4 - L_6)] - P \cdot [(L_3 - L_2) + (L_4 - L_6)] = M_3$$

$$-4 \cdot [0,8 + 2,7 + (1,0 - 0,4)] + 51,5 \times [2,7 + (1,0 - 0,4)] - 71 \cdot [(2,7 - 1,1) + (1,0 - 0,4)] = M_3$$

$$M_3 = -4 \cdot 4,1 + 51,5 \cdot 3,3 - 71 \cdot 2,2 = -16,4 \cdot 169,95 - 156,2 = -2,7 \text{ тм.}$$

$$M_3 = -2,7 \text{ тм.}$$

Згинальний момент M_{3r} дорівнює:

$$M_{3r} = -R_A \cdot L_5 \quad (15)$$

$$M_{3r} = -28,5 \cdot 0,6 = -17,1 \text{ тм}$$

Тоді результуючий момент у площині затиснення, тобто у послабленому запобіжному перерізі буде дорівнювати:

$$M_{3r} + M_3 = -17,1 + (-2,7) = -19,8 \text{ тм.}$$

Сумарне напруження у площині послабленого запобіжного перерізу у момент статичного навантаження складе:

$$\sigma = \frac{1}{W} \sqrt{(\alpha_s \cdot M)^2 + 0,75 (\alpha_s \cdot M_{3r})^2} \quad (16)$$

де $\alpha_s = 2,4$ при $\frac{p}{D} = \frac{6}{430} = 0,014$, $\frac{d}{D} = \frac{350}{430} = 0,81$; $\alpha_s = 3,8$ при тих же умовах (див. книгу Серенсен С.В. и др. "Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность". М., 1975, Глава II, рис. 45, 48).

$$\sigma = \frac{1}{0,135^3} \times \sqrt{3,8 \cdot 19,8 \cdot 10^5)^2 + 0,75(2,4 \cdot 130 \cdot 10^5)^2} = 2,3 \cdot 10^4 \cdot 10^5 \sqrt{75,24^2 + 0,75(2,4 \cdot 130)^2} = 23,3 \sqrt{5661,1 + 0,75 \cdot 97344} = 23,3 \times \sqrt{5661,1 + 73008} = 23,3 \cdot \sqrt{78669,1} = 23,3 \cdot 280,5 = 6535 \text{ кг/см}^2.$$

Таким чином розрахунок показує, що у відомій запобіжній муфті пільгерстана 5"-12" [1] сумарна напруження $\sigma = 6535 \text{ кг/см}^2$ на 31% вище допустимого $[\sigma] = 5000 \text{ кг/см}^2$.

Концентрація максимальних напружень у запобіжному перерізі (Е) суцільної круглої форми і кільцевої (F) форми (фіг.3) відбувається по зовнішньому контуру.

Наприклад, у точках 7-7' суцільного перерізу (Е), 9-9' кільцевого перерізу у вертикальній площині, де згинальний момент має максимальну величину, напруження максимальні і протилежні по знаку (7, 9 - розтяг, 7', 9' - натиснення) причому у момент статичного навантаження - поворот 180° - максимальні напруження змінюють знаки (в крапках 7, 9 - натиснення, у крапках 7', 9' - розтяг).

Таке ж знакозмінне навантаження відбувається і у точках 8, 8', 10, 10' при перетині ними вертикальної площини.

Знакозмінне навантаження, наявність концентратора $r = 6 \text{ мм}$ по зовнішньому контуру переріза, при сумарному напруженні від згинального і крутного моментів, на 31% перевищуючому допустиме, приводить до первинних зруйнувань у зоні, розташованій поблизу зовнішнього контура перерізу, де пружні деформації легко переходять до пластичних.

Фото (фіг.14) злому запобіжного перерізу круглої суцільної форми підтверджує, що первинні зруйнування відбуваються поблизу зовнішнього контура переріза, де видно затемнені сліди мас-тила, затікаючого у тріщини первинних

зруйнувань біля зовнішнього контура, а у центрі - світлі грубого злому з втомлювальними хаотично розташованими тріщинами і зруйнуваннями.

Таким чином, стійкість запобіжного перерізу знаходиться у залежності від часу утворення первинних зруйнувань у зоні концентрації максимальних напружень поблизу зовнішнього контура, так як подальше зруйнування залишкової частини перерізу відбувається відносно швидко, і носить вільний характер. Стабілізувати стійкість зруйнувань запобіжного перерізу як суцільної круглої так і кільцевої форм при існуючій конструкції запобіжної муфти, через низьку компенсаційну здатність тріфного з'єднання, постійну неспіввісність розташування валів, неможливо.

Крім того, відома запобіжна муфта не має конструктивних ознак, дозволяючих отримати оптимальні геометричні характеристики шліцевого тріфного з'єднання, яке має високий ступінь компенсаційних можливостей, дозволяючих значно знизити або усунути сторонні навантаження, що дуже важливо в умовах значних пульсуючих навантажень, наприклад у лінійного головного привода пільгерстана 5"-12".

Для підвищення кутової рухомості сполучної ланки і компенсаційної можливості найбільш доцільним буде збільшення діаметра діаметральних підрізів виступів, що і пропонується у заявленому технічному рішенні. Проте виконання діаметрального D_d підрізу виступа півмуфти призводить до значної втрати його бокової працюючої поверхні, компенсувати яку за рахунок поглиблення упадини, тобто зменшення діаметра D_i упадин, неможливо через послаблення міцнісних характеристик хвостовиків сполучної ланки, у яких у процесі експлуатації мають місце випадки утворення тріщин по днищу упадини, навпаки потребують збільшення міцності в цьому найбільш небезпечному перерізі. Компенсувати втрату працюючої поверхні необхідно збільшенням зовнішнього діаметра з'єднання відповідним збільшенням повної висоти виступа, зберігаючи при цьому чи незначно збільшуючи поперечний переріз по днищах протилежних упадин.

Висота виступа відомої півмуфти 100 мм, виконуючи діаметральний підріз орієнтовано по 25-55 мм на бік, необхідно по 25-55 мм збільшити максимальний діаметр з'єднання 800-860 мм. Проте, надмірне збільшення зовнішнього діаметра тріфного з'єднання веде до зростання габарит-

них розмірів і відповідно має спряжуваних з валом півмуфт. Тому при виборі параметрів тріфного з'єднання доцільно розглядати середній зовнішній діаметр $D=830$ мм (фіг.11). У ведомій муфті радіус упадин складає $R_2=168$ мм. В загальному випадку доцільно розглядати упадини з радіусом $R_2=150...200$ мм. Правильний вибір оптимальних геометричних параметрів з'єднання повинен забезпечити найкращі умови відносної рухомості бокових поверхонь у осях I-I, II-II в момент їх проходження (збігу) з вертикальною віссю лінії привода стана, де у момент статичного навантаження згинальний момент має максимальне значення.

Як видно в осі I-I з'єднання (фіг.11), найкращі умови вертикальної відносної рухомості має ділянка I-I' упадини радіусом $R_2=150$ мм, що має кут $\beta=40^\circ$, у міру збільшення радіуса упадини $R_2=175...200$ мм відповідно збільшується кут упадини до $\beta=45...50^\circ$, погіршуючи відносну вертикальну рухомість.

В осі II-II у момент її проходження (збігу) з вертикальною віссю привода стана, найкращі умови відносної рухомості має ділянка 3-3' упадини радіусом $R_2=200$ мм, що має кут $\beta=50^\circ$, у міру зменшення радіуса упадини $R_2=175, R_2=150$ мм відповідно зменшується кут упадини $\beta=45^\circ, 40^\circ$ погіршуючи відносну рухомість з'єднання.

Для забезпечення рівних умов рухомості в осях I-I і II-II у момент проходження її вертикальної вісі привода стана доцільно прийняти для з'єднання середній радіус упадин $R_2=175$ мм, що дає упадину з кутом $\beta=45^\circ$ і забезпечує рівні умови відносної рухомості в осях I-I і II-II.

Розглядаючи тріфне з'єднання (фіг.12) $D=830$ мм з радіусом упадин $R_2=175$ мм, обгрунтуємо розмір діаметрального підріза D_n .

На (фіг.12) показана ділянка кривої 1-1', що забезпечує рівні умови вертикальної відносної рухомості. Якщо врахувати, що виступ півмуфти у своїй основі повинен мати округлення $r=10$ мм, а зовнішній виступ тут же повинен мати фаски 15×15 мм, то точка 1 (фіг.12) переміщується по кривій у точку 2, з'єднавши одноіменні крапки 2-2 прямою лінією, одержимо при її перетині з упадинами точки 2'.

Таким чином, одержимо ділянку кривої упадини, обмежену точками 2-2', забезпечуючу найбільш прийнятні умови відносної рухомості з'єднання в осях I-I і II-II. Таке з'єднання прийнятне і забезпечує також нормальну рухомість початку і кінця

тріфного з'єднання (різонаправлену) при центруванні по бочкоподібному зовнішньому діаметру з'єднання.

Крапка 2' дозволяє скоректувати діаметральний підріз D_n з розміра 600 мм до 625 мм. Таким чином одержуємо тріфне з'єднання з такими геометричними характеристиками:

- найбільший діаметр тріфного з'єднання $D=830$ мм;
- радіус упадин $R_2=175$ мм;
- діаметр діаметральних підрізів $D_n=625$ мм;
- кут упадини $\beta=45^\circ$.

Так як коло (фіг.11) з центром у точці O_1 радіуса R_1 вписане у кут $\angle COB$, то у точках дотику C і B , наближаючих також кола з центром у точці O радіуса R , радіуси OC і OB перпендикулярні променям OC і OB відповідно, а центр O_1 лежить на бісектрисі кута $\angle COB$. Отже, трикутник O_1BO має кути:

$\angle O_1OB = \beta/2, \angle O_1BO = 90^\circ$, звідки легко одержати

$$R_1 = R \cdot \operatorname{tg} \beta/2 \quad (17)$$

при $\beta = 45^\circ, \operatorname{tg} \beta/2 = \operatorname{tg} 45^\circ/2 = 0,4142$ тоді вираз (17) набере вид виразу (7)

$$R_1 = 0,4142 R. \quad (7)$$

Міжцентрова відстань між віссю тріфного з'єднання і центром упадини сполучної ланки

$$A = \sqrt{R_1^2 + R^2}. \quad (18)$$

Підставивши R_1 з виразу 17 одержимо:

$$A = \sqrt{R^2 \operatorname{tg}^2 \beta/2 + R^2}, \quad (19)$$

$$A = R \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta/2 + 1}, \quad (20)$$

при $\beta = 45^\circ$ і при $D = 2R$

$$A = 1,082 \cdot D/2. \quad (6)$$

Вибір співвідношення ширини сферичної шийки S хвостовиків відносно діаметра з'єднання D в межах:

$$S = (0,0028...0,014) D \quad (5)$$

може бути визначеним геометричним шляхом (фіг.13).

Як вихідні дані були прийняті наступні параметри: неспіввідносіть валів $m = 3...15$ мм, довжина сполучної ланки пільгерстана $5''-12'' L' = 1057,5$ мм.

З ΔOCK (фіг.13)

$$S = 2 CK; CK = OK \cdot \sin \gamma; OK = D/2$$

$$S = D \cdot \sin \gamma; \quad (21)$$

ΔOCK подібний $\Delta OO'O''$ і мають однаковий кут γ З $D OO'O'' \sin \gamma = m/L'$

$$\text{тоді } S = D \cdot m/L'. \quad (22)$$

При $m = 3$ мм, $L' = 1057,5$ мм, $\sin \gamma =$
 $= \frac{3}{1057,5} = 2,837 \cdot 10^{-3}$.

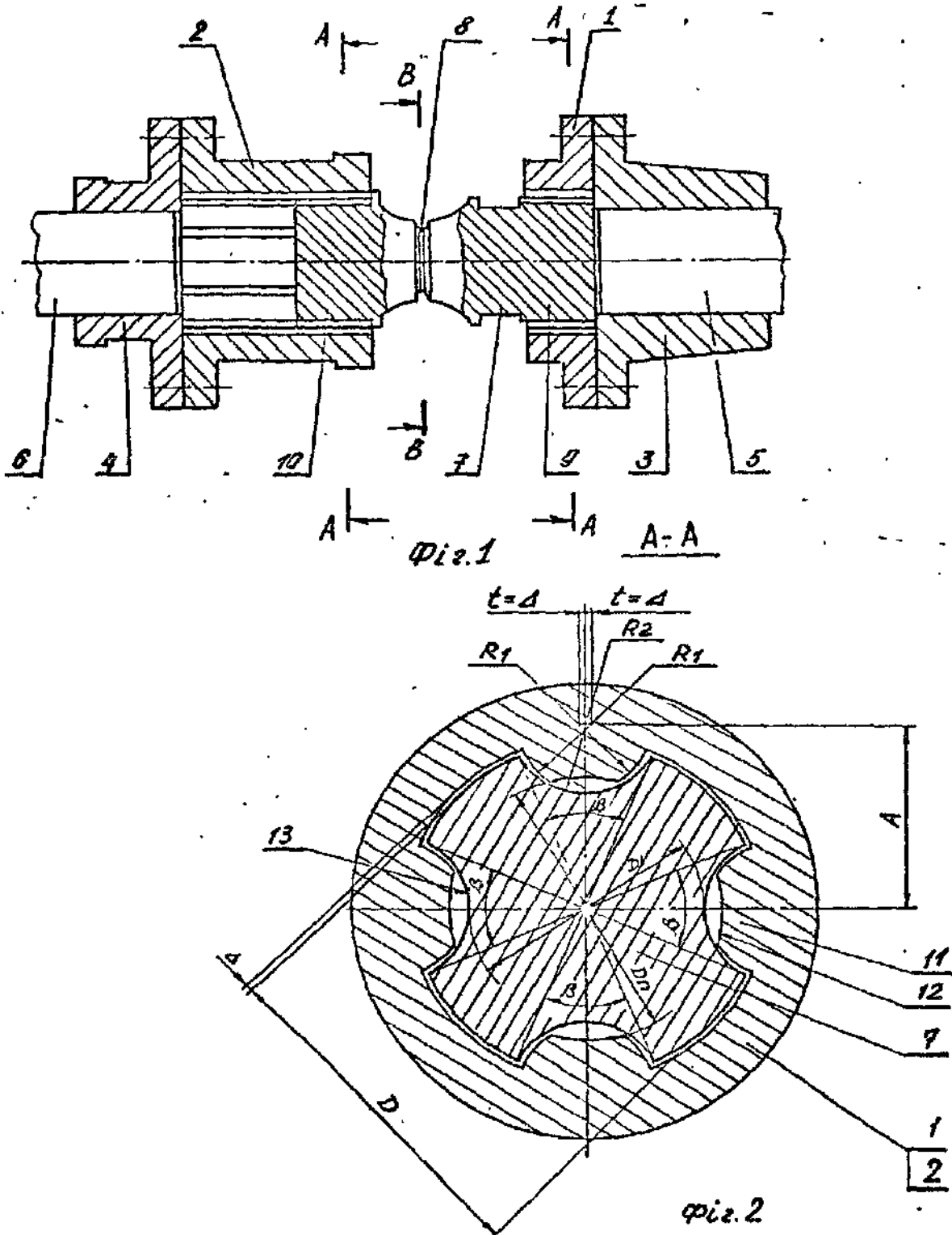
При $m = 15$ мм, $L' = 1057,5$ мм,
 $\sin \gamma = \frac{15}{1057,5} = 1,418 \cdot 10^{-2}$.

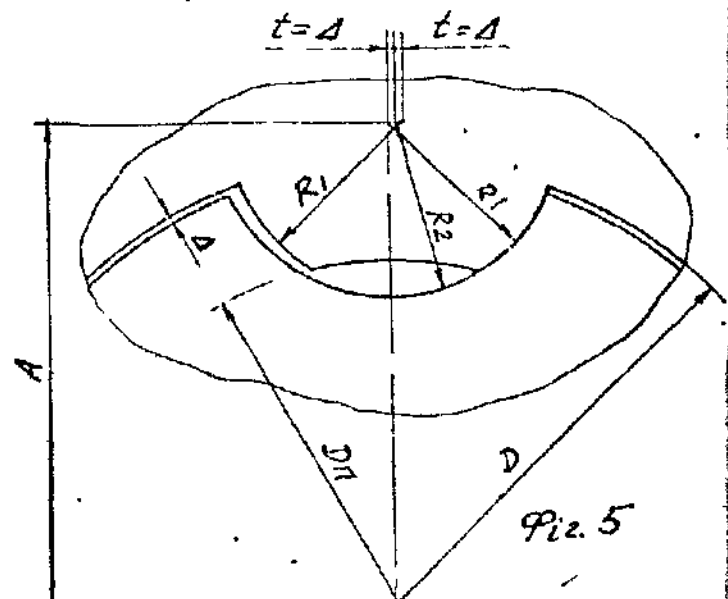
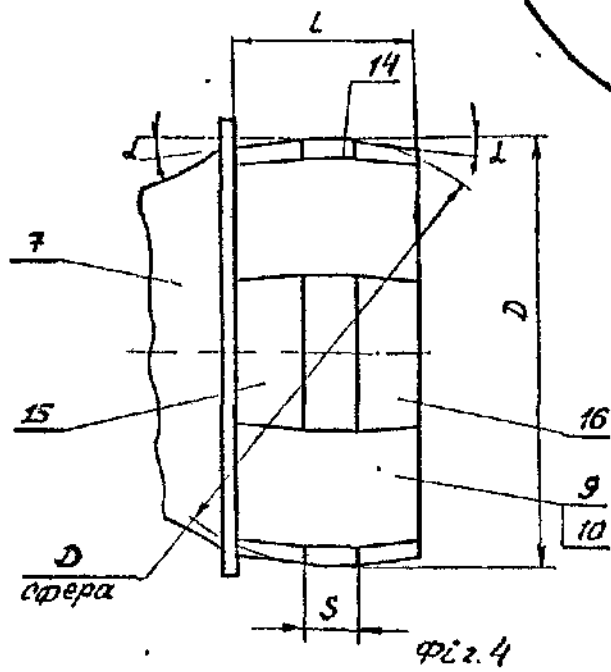
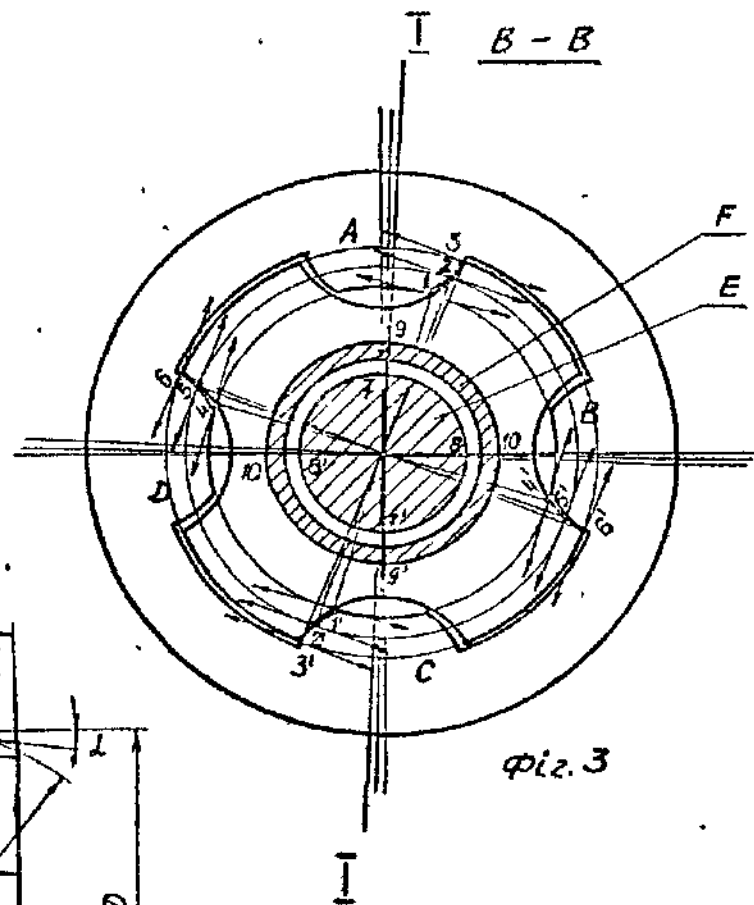
Відомо, що при $\gamma \rightarrow 0$, $\sin \gamma \rightarrow \gamma$.

Отже, при малих значеннях $\gamma \approx \sin \gamma$.
 Тоді формула (21) приймає вид
 $S = (0,0028 \dots 0,014) D$. (5)

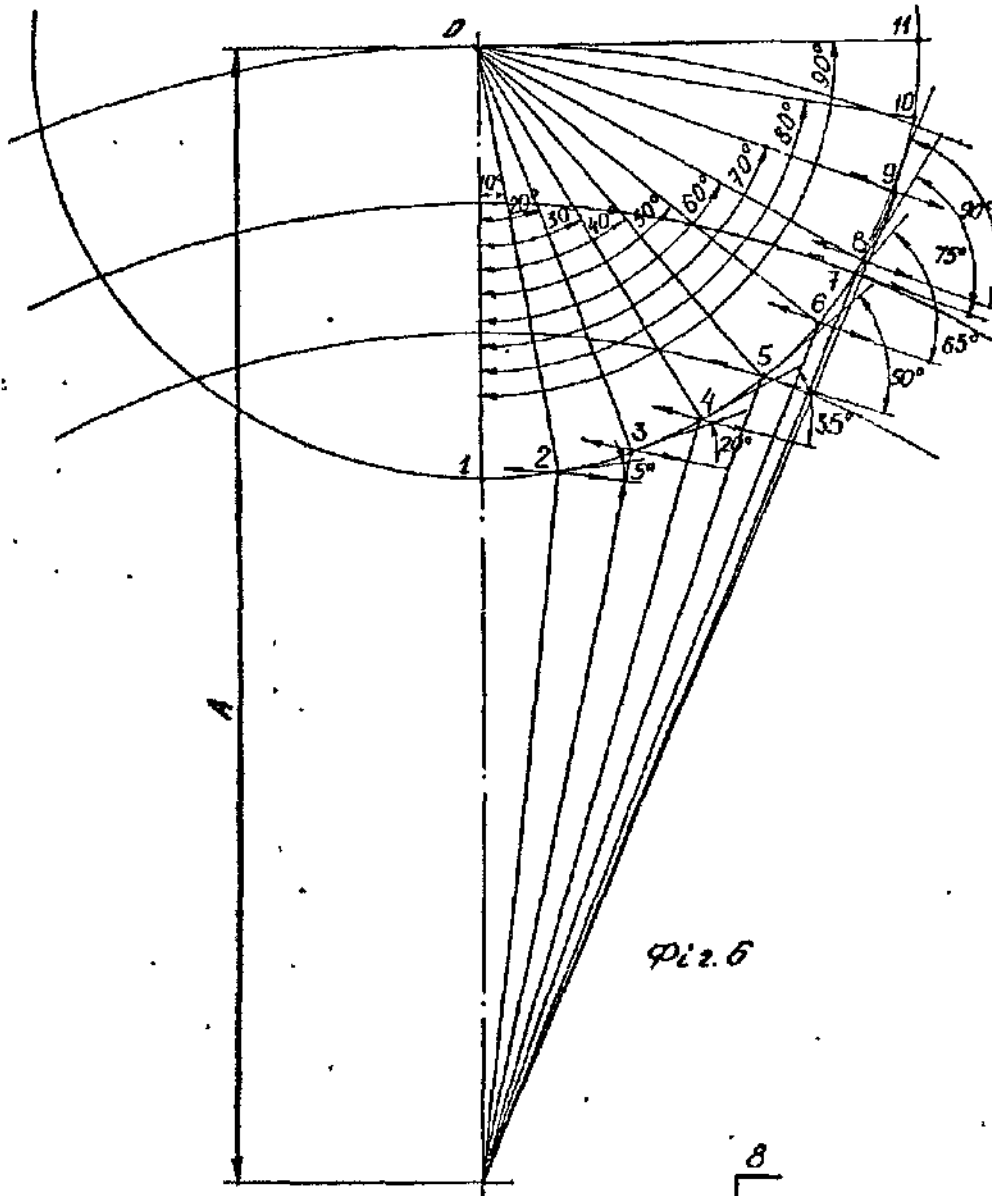
При $D = 830$ мм, $S = 2,32 \dots 11,62$ мм.

Таким чином, вибране співвідношення
 (див. вирази 5, 6, 7, 8) розмірів обгрунто-
 вано і дозволяє вирішити поставлене зав-
 дання – підвищити компенсаційну здат-
 ність рухомих елементів запобіжної муф-
 ти.

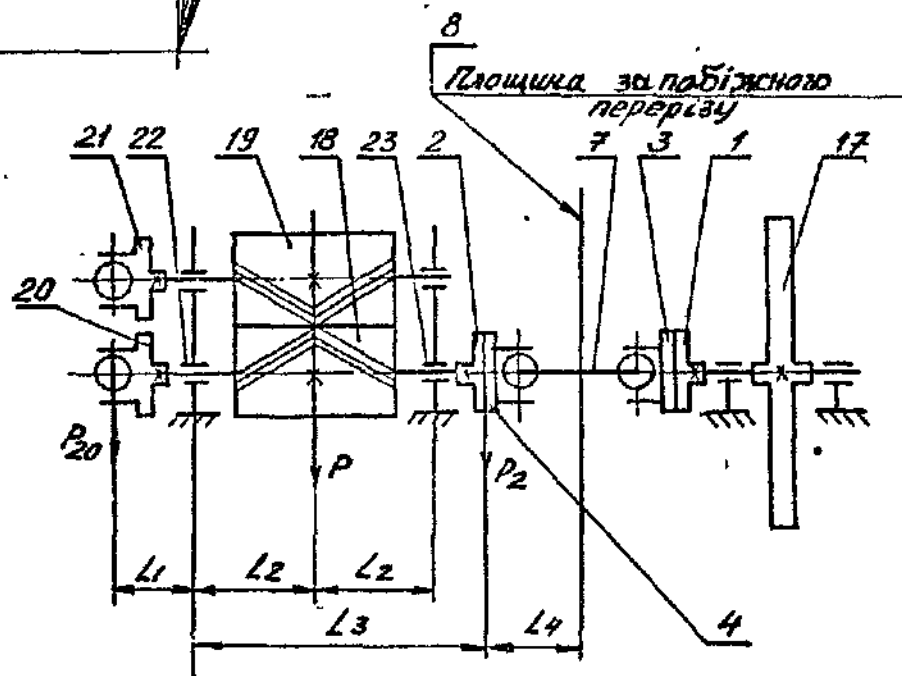




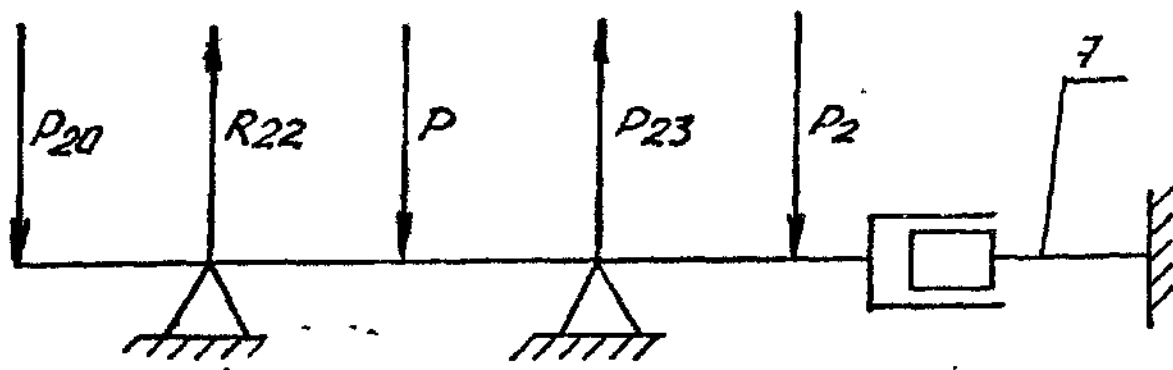
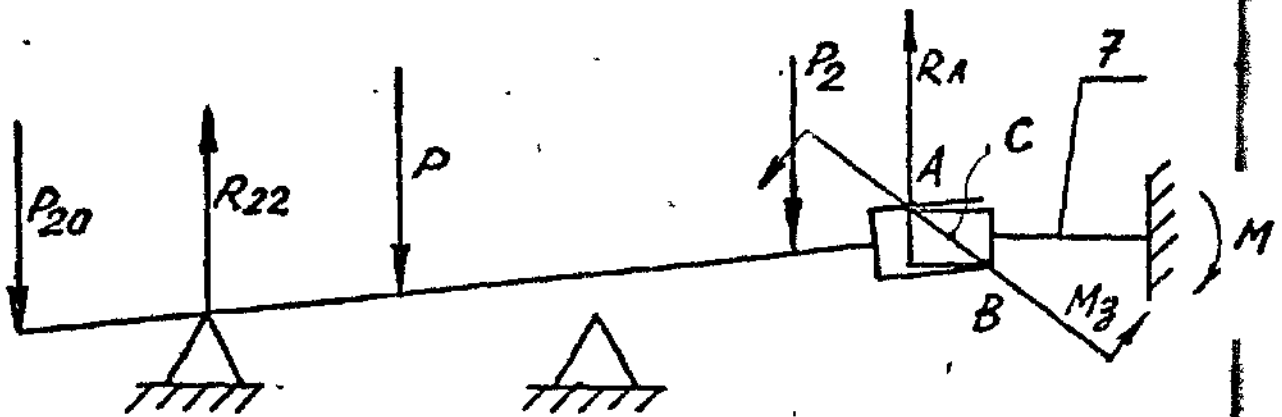
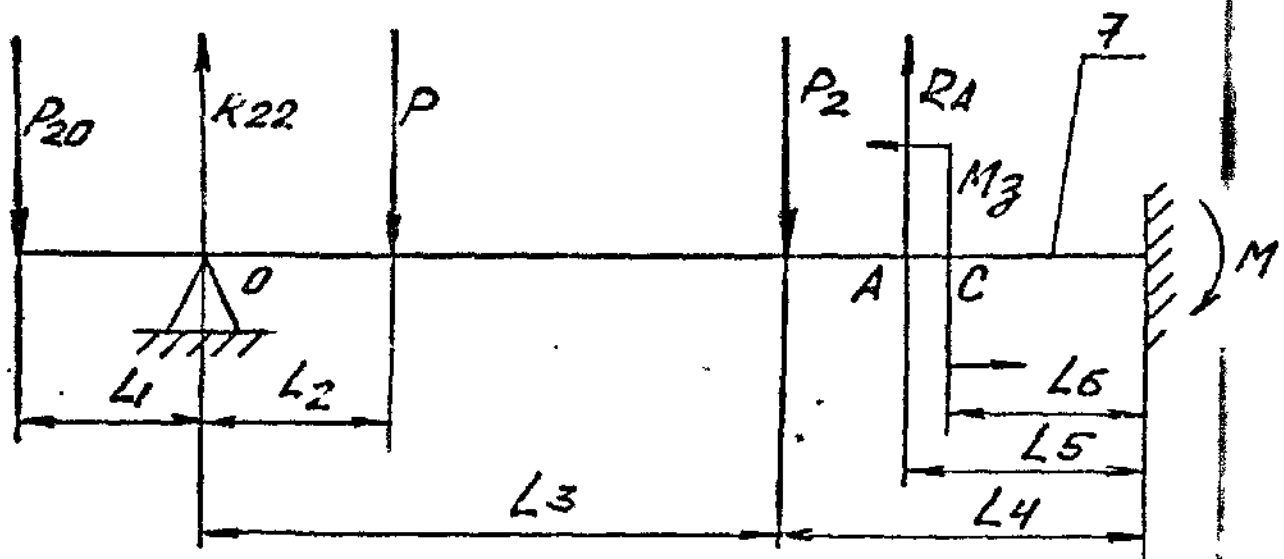
26596

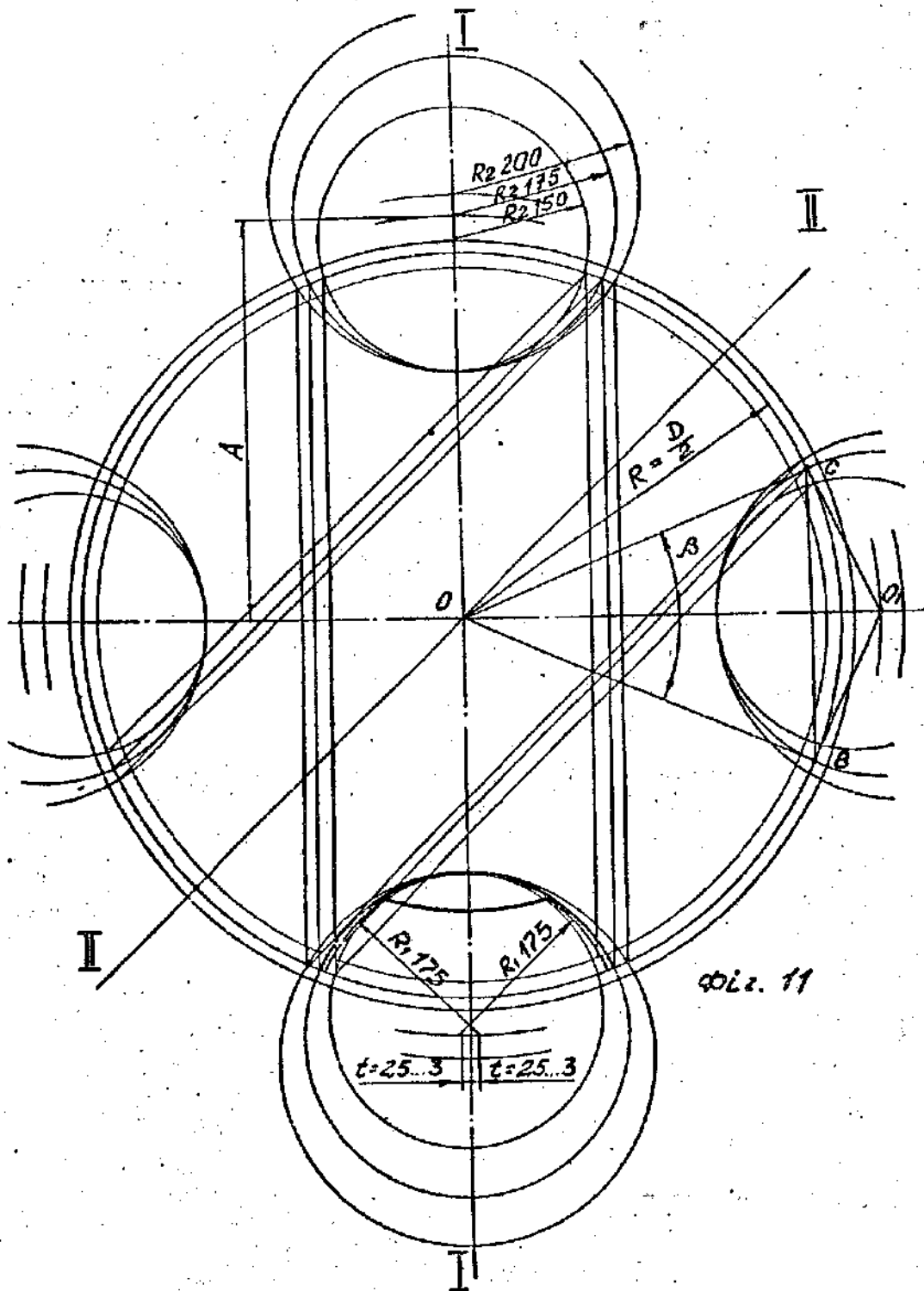


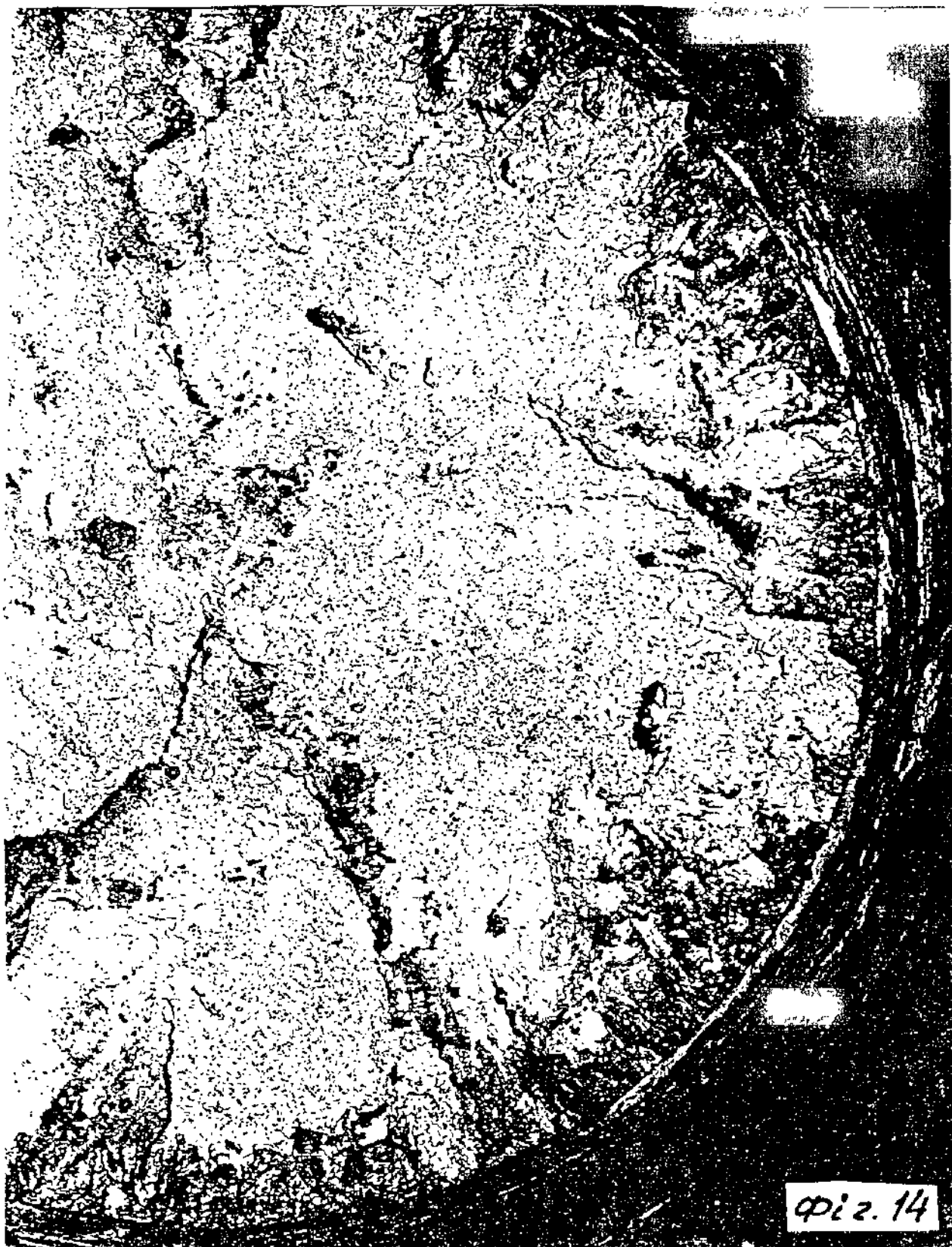
Фиг. 6



Фиг. 7

 $\phi i 2.8$  $\phi i 2.9$  $\phi i 2.10$





Упорядник

Техред М. Келемеш

Коректор О. Обручар

Замовлення 518

Тираж

Підписне

Державне патентне відомство України,
254655, ГСП, Київ-53, Львівська пл., 8

Відкрите акціонерне товариство "Патент", м. Ужгород, вул. Гагаріна, 101

