

Винахід стосується рейкових транспортних засобів, а саме, візків ходової частини локомотива з трьома і більш ведучими осями.

Відомі візки потужних локомотивів, що мають три колісні пари з діаметром колеса по колу катання 1250мм (див. «Пасажирські електровози ЧС4 і ЧС4т» видання друге за редакцією Каптелкіна В.А., Москва, «Транспорт», 1975, стор.14). Використання коліс із збільшеним діаметром по колу катання викликано прагненням підвищити силу тяги і потужність, що припадає на одну колісну пару візка локомотива. Проте, це призводить до росту зусиль взаємодії між колесом і рейкою, у тому числі, і до збільшення направляючих зусиль коліс, що набігають, при проходженні локомотивом кривих ділянок шляху, внаслідок збільшення невіднесених мас і статичних навантажень на осі, а також збільшення розмірів і маси візка. Крім того, такий візок має обмежену силу тяги через порівняно малу кількість ведучих вісей.

Відомий також чотиривісний візок тепловоза ДД40Х потужністю 6600к.с. фірми «Дженерал Моторс» (див. «Тепловози». Конструкція, теорія, розрахунок. За редакцією Панова Н.І. «Машинобудування», 1976, стор.434, мал.242) із колесами діаметром менше 1250мм, що містить жорстку раму з поперечними балками, одностороннє колодкове гальмо, чотири колісно-моторних блоки, що включають колісні пари з буксами, тягові електродвигуни і редуктори з опорно-осьовою підвіскою.

Тягові електродвигуни в цьому візку розташовані один за одним (розгорнуті в одну сторону), тому один із крайніх двигунів розташований за межами колісної бази візка, що збільшує момент інерції і довжину останньої. Загальна довжина, маса і колісна база візка порівняно великі.

По зазначених причинах зусилля взаємодії колеса і рейки при проходженні прямих і кривих ділянок шляху значні і, як слідство, значний знос бандажів і рейок.

Винаходом вирішується задача створення візка локомотива, в якому шляхом змінення установки і зв'язків колісних пар з елементами візка, а також оптимізації жорсткої і загальної колісних баз і змінення взаємозв'язків і компоновки вузлів візка, було б досягнуто зниження зусиль взаємодії коліс і рейок при проходженні прямих і кривих ділянок, а також знижена довжина і маса візка.

Для рішення зазначеної задачі в чотиривісному візку локомотива, що містить жорстку раму з боковинами і поперечними балками, чотири колісно-моторних блоки, що включають колісні пари з буксами, тягові електродвигуни, а також тягові редуктори з опорно-осьовою підвіскою, одностороннє колодкове гальмо, згідно з винаходом середні колісні пари мають тільки технологічні осьові зазори в сполученні з повідковими буксами, (тобто не мають, практично, осьових розбігів) і розташовані одна від одної на відстані, обраній з умови забезпечення стійкого руху візка при максимальній швидкості, крайні колісні пари мають пружні і вільні осьові розбіги в сполученні з повідковими буксами, кожна крайня і прилягаюча до неї середня колісні пари зближенні між собою і відстань між ними визначається обмеженням по взаємному дотиканню елементів колісно-моторних блоків, над віссю кожної колісної пари розташовані поперечні балки, що містять вузли кріплення кронштейнів тягових електродвигунів, а кінці поперечних балок винесені на рівень гребенів бандажів колісних пар, тягові електродвигуни розташовані симетрично відносно поперечної площини симетрії візка, мають опорно-рамну підвіску і зв'язані з тяговими редукторами за допомогою розташованих у порожнистих валах тягових електродвигунів карданних валів і карданних муфт, гальмівні колодки розміщені з зовнішніх сторін зближених колісних пар, колісні пари постачені дисковим гальмом.

Сумарна поперечна жорсткість буксових повідців, що утримують кожну середню колісну пару при горизонтальних переміщеннях, у 2-3 рази перевищує поперечну жорсткість повідців крайньої колісної пари. У кожній голівці буксового повідця установлене розвантажувальне кільце, що по одному з діаметрів, наприклад, зовнішньому, щільно посаджено в отвір голівки повідця, а по іншому (внутрішньому) діаметру охоплює валик буксового повідця з розрахунковим зазором, що визначений виходячи з умови не перевищення розміру припустимої пружної деформації гумових втулок буксового повідця.

Гальмовий диск суміщений із веденим фланцем карданної муфти, установленим на валі ведучої шестерні тягового редуктора.

Виконання жорсткої колісної бази, рівної відстані між середніми колісними парами і визначення її величини виходячи з умови забезпечення стійкого руху візка при максимальній швидкості, а також зближення кожної крайньої і прилягаючої до неї середньої колісної пари до обмеження по взаємному торканню елементів колісно-моторних блоків (наприклад, до обмеження по торканню осей колісних пар із корпусом крайнього двигуна або до обмеження по торканню гребенів бандажів зближених колісних пар) у сполученні з осьовими розбігами і зниженою поперечною жорсткістю буксових повідців крайніх колісних пар (у порівнянні з жорсткістю повідців середніх колісних пар) дозволяє зменшити колісну базу, довжину і масу візка, а також підключити до його направлення в кривих другу по ходу візка колісну пару і зменшити цим взаємодію колеса, що набігає, і рейки, зменшити різницю між розмірами направляючих зусиль на першій і другій по ходу колісних парах (щоб вирівнювати боковий знос їх бандажів і т.д.). Крім того, при зближенні двох колісних пар до обмеження по взаємному дотиканню елементів колісно-моторних блоків, сусідні вертикальні навантаження від коліс роблять вигін рейок більш пологим і тому зменшують напруження у рейці на максимальну величину у порівнянні з напруженням у рейці під колесом окремо стоячої колісної пари при тому самому навантаженні.

Розташування над осями колісних пар поперечних балок, що містять вузли кріплення кронштейнів тягових електродвигунів і винесення кінців цих балок на рівень гребенів бандажів, а також розташування тягових електродвигунів симетрично щодо поперечної площини симетрії візка сприяє зближенню крайньої і прилягаючої до неї середньої колісних пар і дозволяє розмістити всі тягові двигуни, практично, в межах колісної бази візка, що зменшує її довжину і момент інерції, а отже, знижує взаємодію коліс і рейок.

Опорно-рамна підвіска тягових електродвигунів і зв'язок їх із тяговими редукторами за допомогою карданних валів, розташованих у порожнистих валах тягових двигунів, сприяє максимальному зближенню крайніх і прилягаючих до них середніх колісних пар, зменшує невіднесені маси візка і, як наслідок, знижує взаємодію коліс і рейок.

Розміщення гальмових колодок із зовнішніх сторін зближених колісних пар сприяє зменшенню відстані між цими парами.

Цьому ж сприяє застосування дискового гальма, що забезпечує надійне гальмування візка разом з одностороннім колодковим гальмом, а суміщення гальмового диска з веденим з фланцем карданної муфти

робить установку гальмового диска можливою. Без такого суміщення установка дискового гальма стає проблематичною через дефіцит місця між колісними центрами в зоні розміщення тягових електродвигунів (при обраній схемі їхнього розташування).

Повідкове виконання зв'язків між колісними парами і рамою візка полегшує підключення до його направлення в кривих другої по ходу колісної пари, а установка в кожній голівці буксового повідця розвантажувального кільця підвищує довговічність гумометалевих елементів.

Знижені направляючі зусилля колісної пари, що набігає, при проходженні кривих ділянок шляху, обумовлені наявністю у неї осевого розбігу, зменшеною поперечною жорсткістю буксових повідців і підключенням до направлення візка другої по ходу колісної пари, наявність на кожній колісній парі колодкового і дискового гальма, невелика маса візка і низький центр ваги її, зменшені статичні і динамічні навантаження від колісних пар на рейки, дозволяють використовувати такі чотиривісні візки для тепловозів і електровозів самого різноманітного призначення і виконання, і в першу чергу, для локомотивів, призначених для експлуатації на легкому верхньому спорудженні путі і швидкісних локомотивів.

Зменшення довжини чотиривісних візків із колесами діаметром 1050мм або менше 1050мм у відповідності із даним винаходом до розмірів, близьких до розмірів тривісних візків із діаметром коліс по колу катання 1250мм, створює умови для взаємозамінності цих візків.

Нижче приведений приклад здійснення винаходу з посиланням на креслення, де:

Фіг.1 - вид на візок збоку;

Фіг.2 - переріз А-А на фіг.1;

Фіг.3 - переріз Б-Б на фіг.1;

Фіг.4 - переріз В-В на фіг.1;

Фіг.5 - переріз Г-Г на фіг.1;

Фіг.6 - переріз Д-Д на фіг.1.

Візок містить жорстку раму 1 із боковинами 2 і поперечними балками 3, 4, чотири колісно-моторних блоки, що включають дві крайні 5 і два середні 6 колісні пари з осями 7, 8 і повідцевими буксами 9, 10, на які спирається рама 1 за допомогою ресорного підвішування 11, а також тягові електродвигуни 12 з опорно-рамною підвіскою і тягові редуктори 13 з опорно-осевою підвіскою, при цьому карданні вали 14 приводів редукторів 13 розташовані в порожнистих валах 15, установлених на роликопідшипниках 16 у корпусах тягових електродвигунів 12, і пов'язані з вадами 15 за допомогою карданних муфт, наприклад, зубчастих 17, і з валами 18 тягових редукторів 13 за допомогою карданних муфт, наприклад, еластичних 19.

Осі 8 середніх колісних пар 6 у сполученні з повідцевими буксами 9 мають тільки технологічні осеві зазори, рівні, наприклад, розміру взаємного осевого переміщення внутрішніх і зовнішніх кілець шарикопідшипників 20 букс 9, що сприймають осеві зусилля при поперечних переміщеннях колісних пар 6 щодо подовжньої осі рами 1 у будь-яку сторону, що підвищує сумарну поперечну жорсткість її буксових повідців, завдяки чому відстань між середніми колісними парами 6 являє собою жорстку колісну базу, розмір якої обраний з умови забезпечення стійкого ходу візка при максимальній швидкості.

Крайні колісні пари 5 мають у сполученні з буксами 10 вільний осевий розбіг на сторону 1с, що по розміру дорівнює зазору між торцем осі 7 і антифрикційною накладкою 21 осевих упорів 22 (антифрикційні накладки можуть бути замінені упорними шарикопідшипниками), а також пружний осевий розбіг 1у - зазор між торцем осевих упорів 22 і буртом стаканів 23. Пружини 24 установлені між дном стаканів 23 і осевими упорами 22 із попереднім стиском.

Розмір вільного 1с і пружного 1у осевих розбігів, а також жорсткість і зусилля попереднього стиску пружини 24 обрані з урахуванням поперечних переміщень букс 9, 10 на повідцях, виходячи з умови забезпечення направлення візка в кривих двома колісними парами, щоб направляюче зусилля сприймалося як першою, так і другою по ходу колісними парами 5, 6.

Кожна крайня 5 і прилягаюча до неї середня 6 колісні пари зближені між собою до обмеження по взаємному торканню елементів колісно-моторних блоків.

- Елементами, що обмежують взаємне зближення крайньої 5 і прилягаючої до неї середньої 6 колісних пар, можуть бути: осі 7, 8 колісних пар 5, 6 і корпус крайнього двигуна 12, між якими виконані гарантовані зазори «S»; гребені бандажів колісних пар 5, 6 коли, наприклад, діаметр колеса по колу катання на ~20% і більші перевищує діаметр корпуса тягових електродвигунів 12 (наприклад, асинхронних).

Візок містить одностороннє колодке гальмо 25 із гальмовими колодками 26, розміщеними з зовнішніх сторін зближених колісних пар 5, 6 і усі колісні пари 5, 6 облаштовані дисковими гальмами 27.

Над вісями 7, 8 колісних пар 5, 6 розташовані поперечні балки 3, 4, що містять вузли кріплення кронштейнів 28, 29 тягових електродвигунів 12.

Кінці балок 3, 4 у зоні їхнього з'єднання з боковинами 2 винесені на рівень гребенів бандажів колісних пар 5, 6 із гарантованим зазором f_g , що є обмеженням по торканню бандажа і балки при максимальному динамічному прогині ресорного підвішування.

Для компенсації горизонтальних переміщень крайніх колісних пар 5 щодо рами 1 візки в кривих малого радіуса, у ланцюзі передач крутного моменту від тягового електродвигуна 12 до тягового редуктора 13, крім зубчастих 17 і еластичних 19 карданних муфт на карданних валах 14 виконані телескопічні шліцьові з'єднання 30, для захисту карданних муфт від осевих перевантажень при прямуванні локомотива, наприклад, по заводських коліях.

Ведені фланці 31 зв'язані з ведучими фланцями 32 за допомогою пружних гумокордних діафрагм 33 карданних муфт 19 і встановлені на валах 18 ведучих шестірень 34 тягових редукторів.

Розташування карданних валів 14 приводів тягових редукторів 13 у порожнистих валах 15 електродвигунів 12 викликає значне збільшення зовнішнього діаметра тягових електродвигунів 12 і збільшує відстань між осями ведучих шестірень 34 і ведених зубчастих коліс 35.

Через те, що перекрити збільшену міжцентрову відстань за рахунок ведених зубчастих коліс 35 і ведучих шестірень 34 не є можливим, у тягових редукторах 13 на валах 36 установлюються проміжні зубчаті колеса 37, що до того ж дозволяють зменшити розміри основних зубчастих коліс тягових редукторів 13.

Незначне зниження ККД тягових редукторів 13 компенсується підвищенням ККД тягових

електродвигунів 12 завдяки збільшенню їхнього діаметра.

Гальмові диски 38 закріплені на ведених фланцях 31 і в осьовому напрямку практично суміщені з карданими муфтами 19.

Важільні приводи 39 дискових гальм 27 закріплені на кронштейнах 40, що у свою чергу кріпляться на рамі 1 візка.

При варіанті виконання візка під "низький" шкворінь, шкворневий вузол (на фіг. не показаний) кріпиться до нижньої частини центральної рами 1, в котрій виконано овальний отвір для проходу "низького" шкворня.

На боковинах 2 рами 1 встановлені кронштейни 41 для кріплення магніторейкового гальма (у разі потреби).

Тягові і гальмівні зусилля від букс 9, 10 передаються на раму 1 візка за допомогою буксових повідців 42. У голівках повідців 43 і 44 розміщені валики 45 і 46 із гумометалевими елементами 47 і 48. Кожний гумометалевий елемент 47, 48 розділений по довжині на дві частини розвантажувальним кільцем 49, яке по зовнішньому діаметру щільно посаджено в отвір голівок 43, 44, а внутрішнім охоплює валики 45, 46 буксового повідця 42 із розрахунковим зазором t_1 або t_2 , у залежності від розмірів гумометалевих елементів 47, 48 і вступає в роботу тільки при інтенсивному гальмуванні. Ці зазори визначені виходячи з умови не перевищення розміру припустимої пружної деформації гумометалевих елементів 47, 48.

Візок працює таким чином.

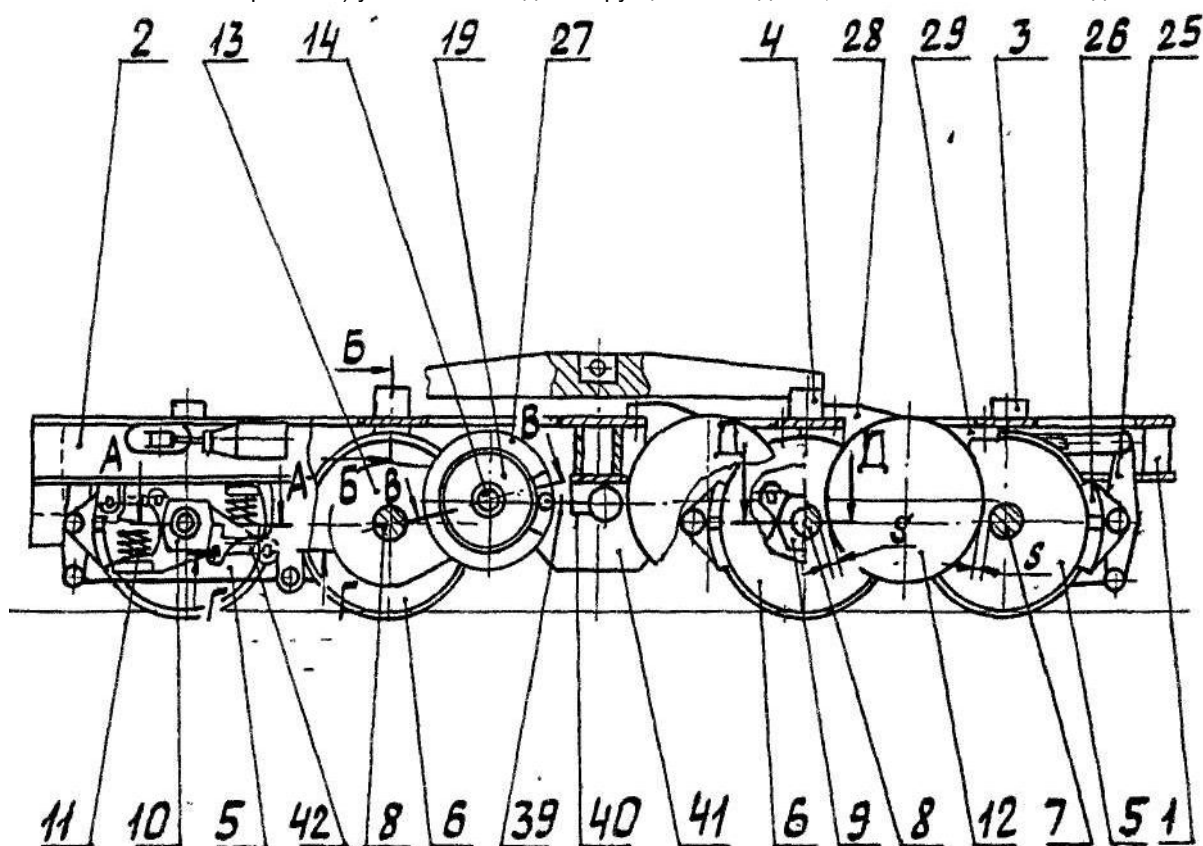
При вмиканні тягових електродвигунів 12 обертання від них передається через карданні вали 14 на тягові редуктори 13 і далі на колісні пари 5, 6, у результаті чого виникає сила тяги, що від букс 9, 10 передається за допомогою буксових повідців 42 на раму 1 візка і далі на кузов локомотива.

При вході локомотива в криві ділянки шляху, завдяки тому, що крайні колісні пари 5 мають осьові розбіги, відбувається підключення до направлення візка в кривих другої по ходу колісної пари. Це дає можливість зменшити направляючі зусилля на осях, що набігають, підвищити припустиму швидкість руху локомотива в кривих ділянках шляху, а також зменшити бічне стирання бандажів і голівок рейок і збільшити пробіг візків без переточування колісних пар.

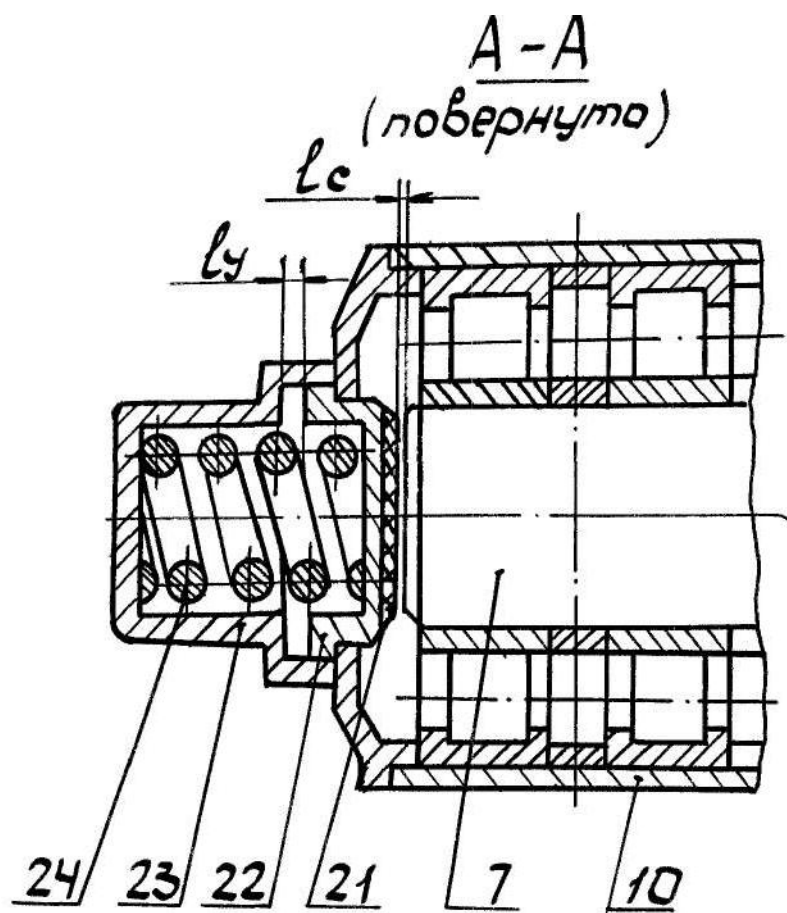
При гальмуванні локомотива дискові гальма 27 включаються паралельно з колодками 26 одностороннього колодкового гальма 25 візка, що покращує умови роботи обох гальм.

Одностороннє натискання гальмової колодки 26 на колесо викликає підвищення деформацій гумометалевих елементів 47, 48 буксових повідців. При інтенсивному гальмуванні, наприклад, екстреному, зазори t_1 і t_2 у голівках 43 і 44 буксових повідців 42 можуть зменшуватися до 0, у результаті чого розвантажувальні кільця 49 входять у зіткнення з валиками 45, 46 буксового повідця 42, при цьому цілісність гумометалевих елементів 47 і 48 не порушується.

Крім приведеного конструктивного виконання візка, можливі варіанти комбінацій колодкового гальма, наприклад, з гальмом електродинамічним, магнітно-рейковим та іншим, а також різні варіанти виконання елементів зв'язку візка з кузовом (наприклад, "низький" шкворінь, друга ступінь ресорного підвішування з малим або великим прогином) у залежності від конструкційної швидкості, величини сили тяги і т.д.

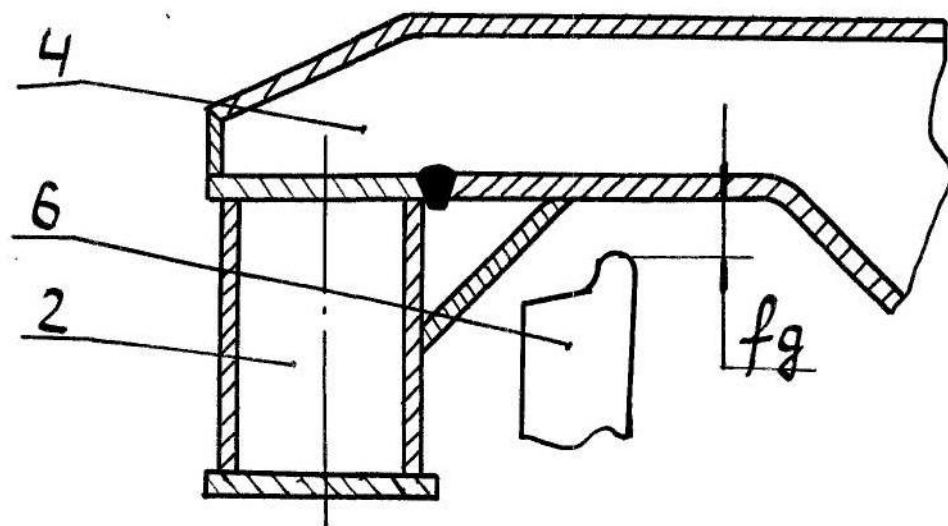


Фіг. 1

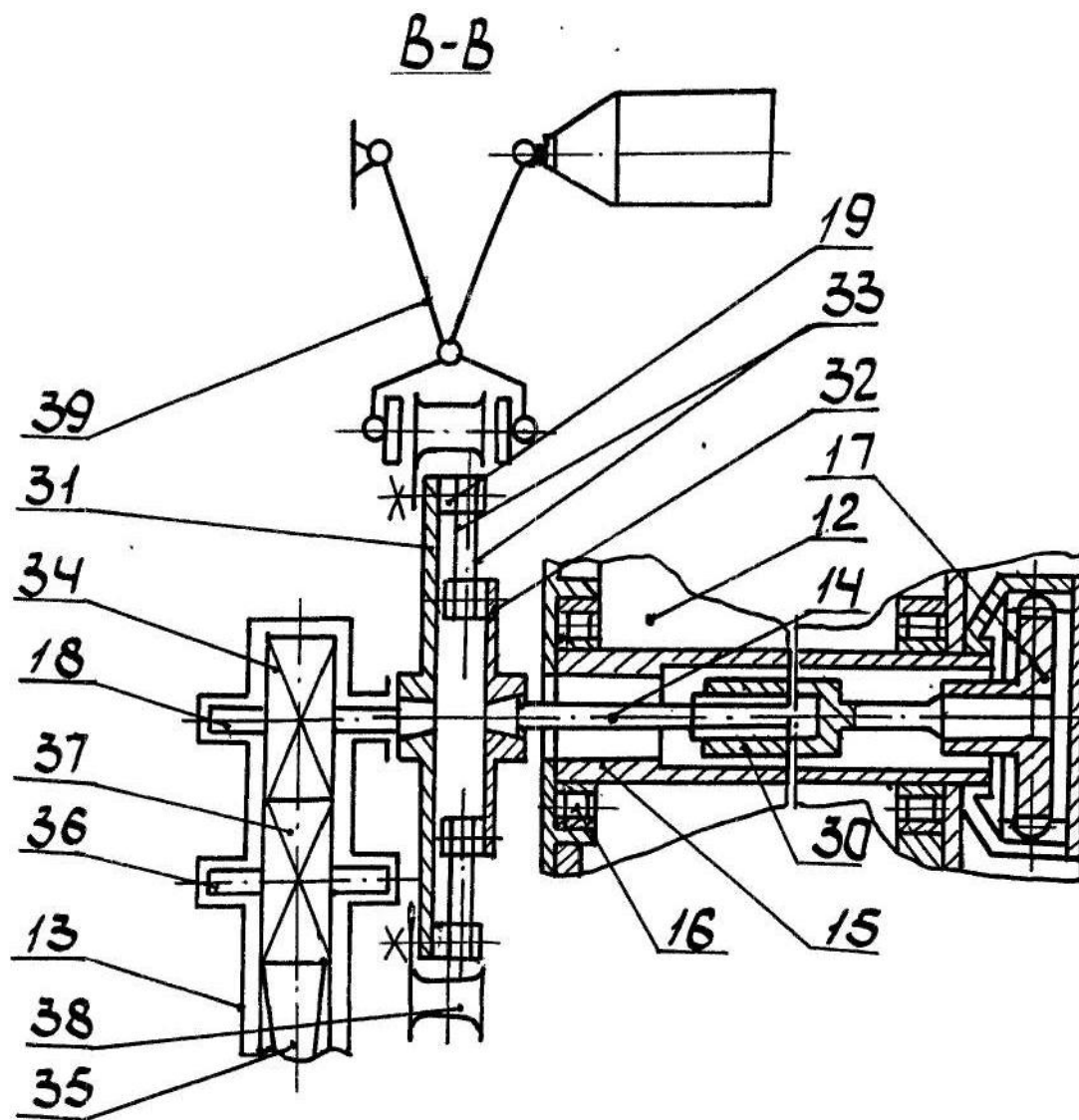


фиг. 2

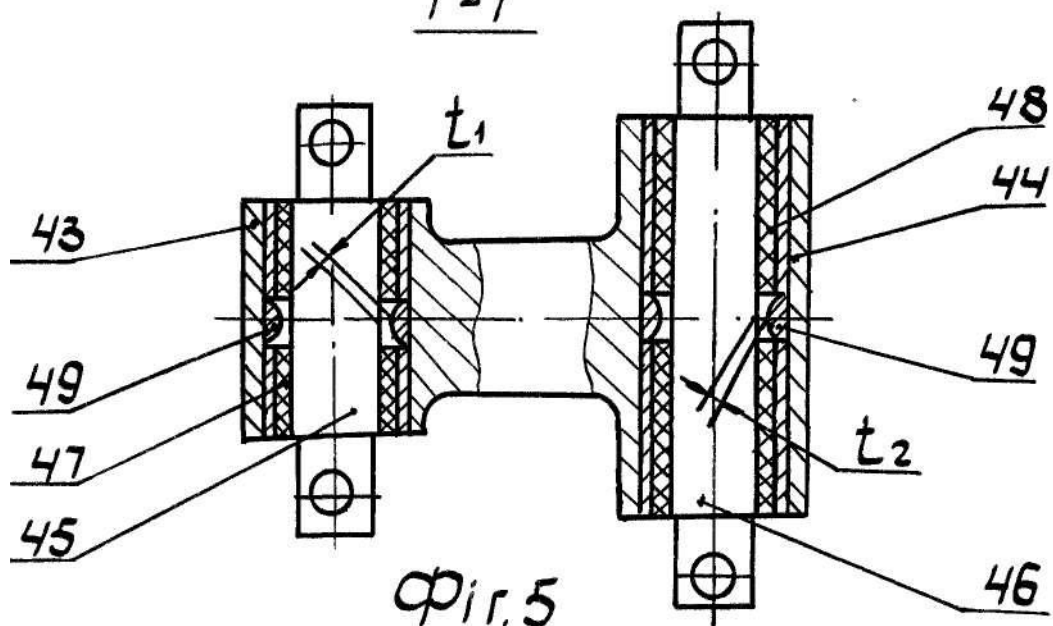
Б-Б



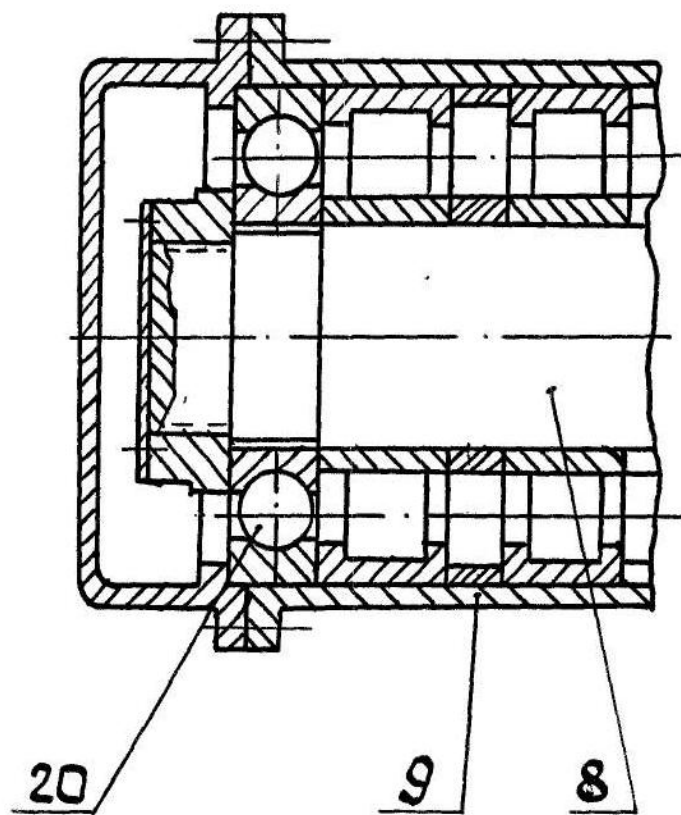
фиг. 3



Фиг. 4
Г-Г



Д - Д
(повернуто)



Фиг. 6