МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

В. І. Кубіч

СКЛАДОВІ ЧАСТИНИ КОЛІСНИХ ТА ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ

Навчальний посібник

Запоріжжя • НУ «Запорізька політехніка» • 2021

УДК 629.022
К 88

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національний університет «Запорізька політехніка»
(Протокол № 11/21 від 31.05.2021 р.)

Рецензенти:

Бондаренко А. І. – д.т.н, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування.

Захарчук В. І. – д.т.н, професор, Луцький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій.

Кубіч В. І.

К88 Складові частини колісних та гусеничних тракторів : навчальний посібник. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 324 с.

ISBN 978-617-529-330-0

Навчальний посібник містить відомості про конструктивне виконання основних складових частин колісних та гусеничних тракторів: енергетична установка; трансмісія; ходова частина, органи керування, робоче обладнання у відповідності з ознаками їх класифікації. Наведено особливості порядку взаємодії між окремими елементами конструкції при здійснені робочих процесів в окремих механізмах, агрегатах. Посібник призначений для здобувачів вищої освіти рівня бакалавр, які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування за освітніми програмами «Колісні та гусеничні транспортні засоби» та «Двигуни внутрішнього згорання». Наведені свідчення можуть використовуватися магістрантами та аспірантами в процесі роботи над кваліфікаційними працями як довідковий матеріал.

УДК 629.022

ISBN 978-617-529-330-0

© Національний університет «Запорізька політехніка», 2021
© Кубіч В. І., 2021

ЗМІСТ

Стор.

Вступ..... 8
1 Загальні відомості про трактори..... 10
1.1 Визначення поняття «трактор»..... 10
1.2 Класифікація тракторів..... 10
1.3 Загальна будова трактора. Призначення елементів конструкції..... 14
1.4 Поняття «типаж тракторів»..... 15
1.5 Вимоги, що пред'являються до конструкції тракторів (міні-тракторів)..... 26
1.5.1 Малогабаритні трактори..... 26
1.5.2 Саморобні трактори..... 27
1.6 Історична довідка про етапи розвитку тракторної промисловості..... 30
2 Загальна компоновка і конструктивні схеми тракторів різного призначення..... 37
2.1 Компонувальні схеми колісних енергетичних засобів..... 37
2.2 Промислові трактори загального призначення..... 41
2.3 Спеціальні трактори..... 44
2.4 Промислові модифікації сільськогосподарських тракторів..... 48
2.5 Розподіл тракторів за видами агрегатування і призначенням..... 49
2.5.1 Агрегатування гусеничних тракторів..... 49
2.5.2 Агрегатування колісних МТА на основі МЕЗ..... 51
3 Тракторні двигуни..... 55
3.1 Тракторні двигуни: призначення, класифікація, вимоги, технічний рівень..... 55
3.2 Система змащування..... 62
3.3 Система охолодження..... 67
3.4 Системи очищення повітря і палива..... 70
3.5 Паливоподаюча апаратура дизелів..... 75
3.5.1 Класифікація, маркування, характеристика паливних насосів високого тиску..... 80

3.5.2 Коректори паливоподачі та їх вплив на паливно-енергетичні та екологічні показники дизелів..... 84
3.5.3 Основні елементи універсального дворежимно-всережимного регулятора частоти обертання тракторних дизелів..... 95
3.5.4 Універсальні регулятори з ручним перемиканням режимності регулювання..... 97
3.5.5 Система автоматизованого перемикання режимності регулювання тракторного дизеля з універсальним регулятором..... 102
3.5.6 Газовий двигун, конвертований з дизеля Д-240.... 104
4 Трансмісія тракторів..... 109
4.1 Загальні відомості про трансмісії тракторів..... 109
4.2 Класифікація трансмісій..... 109
4.3 Кінематичні схеми трансмісійних установок гусеничних тракторів..... 115
4.4 Структурні схеми замкнутих контурів гідрооб'ємно-механічних трансмісій..... 122
5 Муфти зчеплення тракторів..... 127
5.1 Призначення, класифікація, застосування, загальний аналіз муфт зчеплення..... 127
5.2 Загальна будова. Приклади конструкцій муфти зчеплення. Про постійно замкнуті муфти..... 130
5.3 Особливості будови муфт зчеплення з гідравлічним натисканням на поверхні, що труться, які працюють в оливі..... 134
5.4 Порівняльна оцінка фрикційних і гідродинамічних муфт..... 138
5.5 Конструкції гідродинамічних муфт..... 139
6 Приставки та спеціальне обладнання до коробок передач тракторів..... 143
6.1 Збільшувачі обертального моменту..... 143
6.2 Гідротрансформатори..... 146
6.3 Гідравлічні ходозменшувачі..... 152
6.4 Коробки передач..... 154
7 Пристрої, механізми трансмісій колісних і гусеничних тракторів..... 156

7.1 Призначення, класифікація і конструкція з'єднувальних муфт..... 156
7.2 Задні мости колісних і гусеничних тракторів..... 160
7.2.1 Центральна передача..... 160
7.2.2 Механізми повороту гусеничних тракторів..... 161
7.2.3 Гальма колісних і гусеничних тракторів..... 174
7.2.4 Кінцеві передачі..... 179
7.3. Приводи керування механізмами трансмісії тракторів..... 183
7.3.1 Приводи безпосередньої дії..... 184
7.3.2 Приводи з підсилювачами..... 186
8 Ходова частина колісних тракторів..... 196
8.1 Ведучі та напрямні колеса..... 196
8.2 Передні осі колісного трактора..... 196
8.3 Підвіска передньої осі до остова трактора..... 199
8.4 Привід до передніх мостів..... 203
8.5 Способи зміни колії ведучих коліс..... 206
9 Рульове керування колісних тракторів..... 209
9.1 Призначення, вимоги, класифікація рульового керування..... 209
9.2 Способи повороту колісного трактора..... 209
9.3 Конструктивні особливості рульового керування колісних тракторів..... 210
9.4 Підсилювачі рульових керувань колісних тракторів.... 214
9.5 Гідравлічна система рульового керування і гальм трактора класу тяги 2 (гідрооб'ємне рульове керування).. 220
9.6 Рульове керування тракторів з шарнірно-зчленованою рамою..... 222
10. Ходова частина гусеничного трактора..... 227
10.1 Загальна будова ходової частини гусеничного трактора..... 227
10.2 Підвіска гусеничного трактора..... 228
10.2.1 Схема жорсткої підвіски..... 230
10.2.2 Схеми напівжорсткої підвіски..... 231
10.2.3 Схеми пружної підвіски..... 236
10.2.4 Схеми змішаних підвісок..... 240
10.3 Схеми конструкції натяжного і амортизуючого пристроїв..... 243

10.4 Схеми конструкції опорних котків..... 249
10.5 Схеми установки підтримуючих котків..... 254
10.6 Будова пружної балансирної підвіски..... 256
10.7 Будова підтримуючого котка..... 260
10.8 Будова механізму натягу гусеничного ланцюга..... 261
10.9 Будова напівжорсткої підвіски промислового трактора класу тяги 10..... 266
11 Остов трактора. Робоче і допоміжне обладнання. Додаткове обладнання..... 270
11.1 Остов трактора..... 270
11.2 Вали відбору потужності..... 271
11.3 Навісні системи сільськогосподарських тракторів..... 277
11.4 Пристрої, що підвищують тягово-зчіпні якості колісних тракторів..... 281
11.4.1 Механічний довантажувач ведучих коліс..... 283
11.4.2 Гідравлічний довантажувач ведучих коліс..... 284
11.4.3 Знімний напівгусеничний хід..... 288
Додаток А. Паливний насос високого тиску дизельних двигунів фірми Bosch..... 293
Додаток Б. Система впорскування палива «Deutz Common Rail»..... 301
Додаток В. Паливний насос високого тиску з електронним керуванням цикловою подачею палива..... 303
Додаток Г. Типи трансмісій в тракторах John Deere..... 307
Додаток Д. Трансмісії тракторів Fend..... 313
Додаток Е. Трансмісії тракторів Case IN..... 319

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

МТА	– машинно-тракторний агрегат
ПНВТ	– паливний насос високого тиску
МНК	– механічний негативний коректор
НВО ЦНІПА	– науково-виробниче об’єднання «Центральний науково-дослідний і конструкторський інститут паливної апаратури автотракторних двигунів»
ГСКБД	– головне спеціалізоване конструкторське бюро по двигунам середньої потужності (м. Харків)
ЧЗПА	– Чугуївський завод паливної апаратури
КАДІ	– Київський автомобільно-дорожній інститут
ГАГ	– гумоармовані гусениці
МТ	– механічна трансмісія
ГМТ	– гідромеханічна трансмісія
ГОТ	– гідрооб’ємна трансмісія
ГОМТ	– гідрооб’ємно-механічна трансмісія
ККД	– коефіцієнт корисної дії
ЕЛ	– електрична трансмісія
ПР	– планетарний ряд
ВВП	– вал відбору потужності
МЕЗ	– модульний енергетичний засіб
ЧТЗ	– Челябінський тракторний завод
ВТЗ	– Володимирський тракторний завод
МТЗ	– Мінський тракторний завод
ЗОМ	– збільшувачі обертального моменту
ДВК	– довантажувач ведучих коліс
ГЗВ	– гідравлічний збільшувач зчіпної ваги

ВСТУП

Отримання системних знань та розумінь щодо застосування елементарних деталей машин в конструкціях складових частин колісних та гусеничних тракторів, які забезпечують реалізацію комплексу їх експлуатаційних властивостей якості при використанні за призначенням, представляються як очікувані результати навчання. При цьому процес формування у здобувачів вищої освіти фахових компетенцій за освітніми програмами спеціальності 133 Галузеве машинобудування та споріднених спеціальностей, передбачає здатність:

– демонструвати знання та розуміння призначення і класифікацію тракторів, їх механізмів, агрегатів і систем, принципів їх побудови і функціонування;

– демонструвати знання та розуміння типових і оригінальних технічних рішень, які застосовуються у вітчизняному та закордонному тракторобудуванні;

– розуміти і враховувати тенденції розвитку конструкцій тракторів;

– здійснювати аналіз переваг й недоліків складових частин та давати їм порівняльні оцінки.

Особливості конструктивного виконання окремих складових частин тракторів багато у чому визначає їх експлуатаційні властивості під час використання за призначенням з урахуванням вимог сучасності. Тому питання знання основ конструкції трактора здобувачами вищої освіти заслуговує окремої уваги при здобутті сучасного освітнього рівня.

За основну мету при складанні навчального посібника ставилося збір, узагальнення та наведення інформації про конструкцію окремих складових частин трактора у відповідності з ознаками їх класифікації, варіативним виконанням та застосуванням у тракторах різного функціонального призначення. При цьому акцент ставився на систематизацію широкого кола відомих елементів конструкцій та її доповнення технічними рішеннями, спираючись на результати науково-дослідних робіт сьогодення.

Викладений матеріал носить, у більшій мірі, описовий характер свідчень з різних джерел інформації і не містить

результатів власних пошукових досліджень за тематикою, що розглядається.

Наведене у посібнику має досить багатий ілюстративний матеріал складових частин колісних та гусеничних тракторів, що відображає особливості їх конструкції.

Під час складання посібника використовувалися сучасні наукові, інформаційно-технічні ресурси.

Наведена в навчальному посібнику інформація представляється:

– по-перше, академічною, так як спрямована на формування у студентів розширених уявлень та знань про конструктивне виконання елементів конструкції тракторів та порядку взаємодії між ними;

– по-друге, науково-пізнавальною, так як може стати відправною точкою для формування своїх поглядів на вирішення тієї чи іншої проблемної задачі у галузі тракторобудування.

Наданий матеріал пропонується до використання як базова література для проведення викладачами лекційних занять за темами робочої програми дисципліни «Основи конструкції трактора», тем модуля «Будова складових частин машин» робочої програми «Машини з двигунами внутрішнього згорання» зі здобувачами вищої освіти за освітнім ступенем «бакалавр», які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування (освітні програми «Колісні та гусеничні транспортні засоби», «Двигуни внутрішнього згорання». Навчальний матеріал рекомендується також до використання під час самостійної підготовки (дистанційного навчання).

Посібник може використовуватися в процесі навчання здобувачів вищої освіти інших спеціальностей галузевого машинобудування та автомобільного транспорту у частині окремих питань робочих програм дисциплін.

Автор не претендує на істину в першій інстанції та буде вдячний усім, хто знайде можливість висловити свої зауваження і побажання щодо викладеного матеріалу.

Автор висловлює щиру вдячність співробітникам кафедри «Автомобілі» Білостоцькій А.О., Решетняк О.В. та Даниленко О.М. за активну участь у перекладі матеріалу, корегуванні тексту та оформленні видання.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТРАКТОРИ

1.1 Визначення поняття «трактор»

Трактором називається колісний або гусеничний самохід, призначений для виконання різноманітних технологічних операцій у сільському господарстві, промисловості, житлово-комунальному господарстві за допомогою навісних, напівнавісних або причіпних машин, при цьому механізми машин, що навішуються чи буксируються, приводяться у дію через спеціальний ВВП (рис. 1.1).

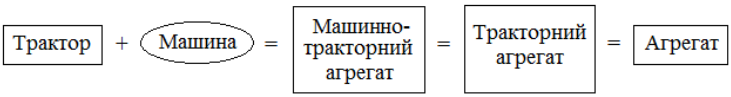


Рисунок 1.1 – Формування поняття «машинно-тракторний агрегат»

1.2 Класифікація тракторів

Трактори класифікуються за ознаками, що приведені на рисунку 1.2.

Наприклад, *сільськогосподарські* трактори загального призначення використовують для енергоємних робіт: обробки середніх і важких ґрунтів, культивації, дискування, боронування, збирання врожаю й виконання транспортних, землерийних, будівельних, дорожніх і навантажувальних робіт.

Трактори загального призначення характеризуються наступними показниками:

– тяговим зусиллям від 20 до 60 кН;

– робочою швидкістю 5–15 км/год;

– потужністю двигуна 60–220 кВТ;

– дорожнім просвітом 250–350 мм;

– широкими шинами або гусеницями 390–530 мм.

Універсально-просапні трактори застосовуються для посіву та догляду за обробленими культурами, збирання технічних, зернових культур, овочів, загальної культивації та боронування, виконання землерийних і транспортних робіт.

Універсально-просапні трактори характеризуються наступними показниками:

– тяговим зусиллям 2, 6, 9, 14, 20 кН;
– збільшеним кліренсом 600–800 мм;
– невеликим радіусом повороту 3–4 м;
– колією коліс або гусениць, що примусово змінюється;
– робочою швидкістю до 15 км/год;
– транспортною швидкістю 25–35 км/год;
– потужністю двигуна 14–74 кВт.

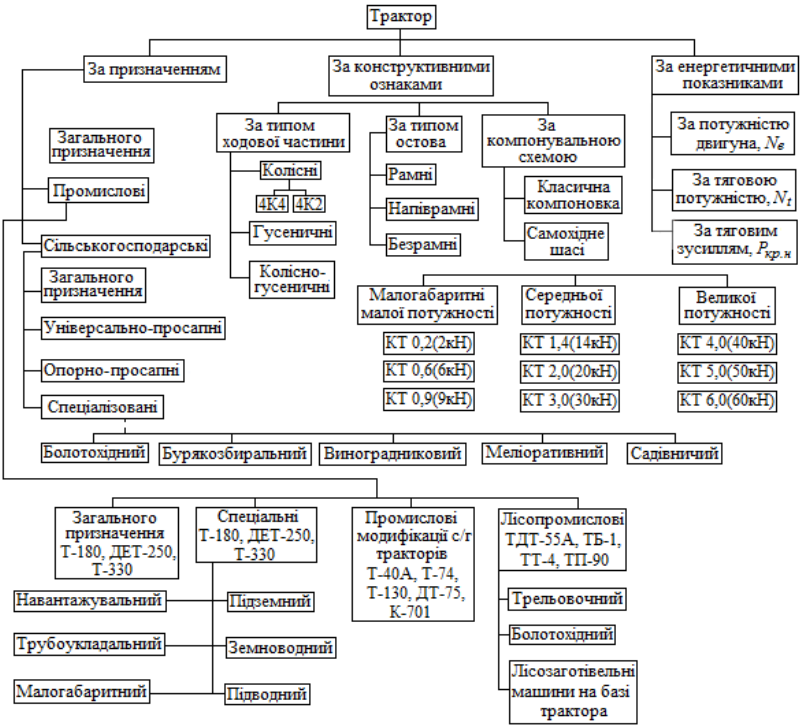


Рисунок 1.2 – Класифікація тракторів

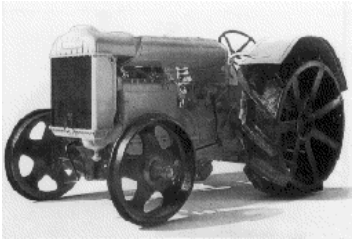
Опорно-просапні трактори використовуються для виконання усього комплексу обробки ґрунту, а також для посіву, догляду та збирання просапних культур і виконання транспортних робіт.

Наприклад, у рамних тракторів остовом є рама, до якої кріпляться усі частини і механізми. Такий остов відрізняється

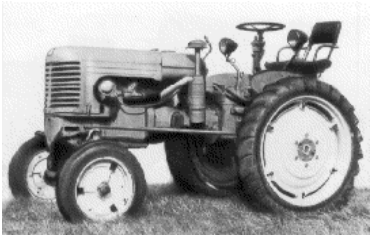
підвищеною жорсткістю взаємного положення механізмів і вузлів, що особливо важливо для забезпечення співвісності валів силової передачі.

Остов напіврамних тракторів складається з корпусу елементів трансмісії, до якого кріпляться дві поздовжні балки, які зв'язані в передній частині поперечною балкою.

Остов безрамних тракторів складається з корпусу окремих механізмів (колісний Д-14, колісний «Фордзон-Путиловец», колісний JINMA JM 404, гусеничний американський «Кэтерпилляр-30», «Сталинец-60» (С-60), «Сталинец-65» (С-65) Челябінського тракторного заводу з жорсткою та напівжорсткою підвісками (рис. 1.3)).



а



б



в

Рисунок 1.3 – Безрамні трактори: *а* – «Фордзон-Путиловец»; *б* – Трактори ХТЗ-7 (ДТ-14, ДТ-20); *в* – JINMA JM 404

Гусеничні трактори мають малий питомий тиск 0,035–0,050 МПа на грунт, порівняно невеликі втрати на буксування, підвищене зчеплення ходової частини з ґрунтом і поліпшену прохідність. Загальний вигляд деяких конструкцій гусеничних тракторів приведено на рисунках 1.4–1.8.



Рисунок 1.4 – Гусеничний трактор ТТ-4М (Алтайський тракторний завод)



Рисунок 1.5 – Гусеничний сільськогосподарський трактор Т-402



Рисунок 1.6 – Сільськогос-подарський трактор Т-501



Рисунок 1.7 – Трактор ТБ-4



Рисунок 1.8 – Трактор Т-4А

1.3 Загальна будова трактора. Призначення елементів конструкції

В цілому, сучасний трактор є складною машиною, що компонується з багатьох деталей, механізмів і агрегатів, які знаходяться у певній взаємодії між собою. Їх поділяють на такі основні групи: енергетична установка; трансмісія; ходова частина; механізми керування (рульове керування, гальмова система); електрообладнання; робоче і допоміжне обладнання (рис. 1.9) [2].

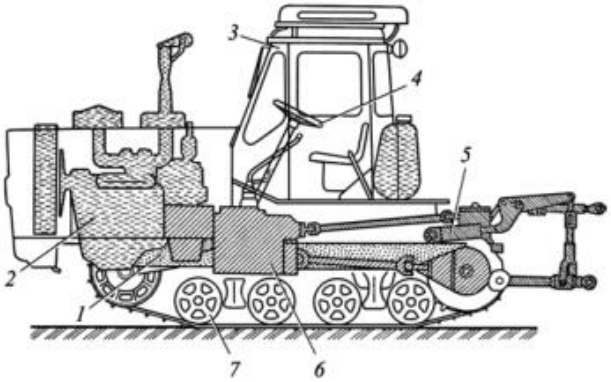


Рисунок 1.9 – Розміщення основних механізмів і агрегатів гусеничного трактора: *1* – остов; *2* – двигун; *3* – кабіна; *4* – органи керування; *5* – робоче обладнання; *6* – трансмісія; *7* – ходова частина

Складові частини будови трактора наведені у вигляді блок-схеми на рисунку 1.10.

Трансмісія призначена для передачі та перетворення за величиною і напрямком обертального моменту від двигуна до елементів рушія (колісного, гусеничного), створення умов для відбору потужності для приводу причіпного (навісного) робочого обладнання.

Ходова частина призначена для підтримки остова трактора, перетворення обертання ведучих коліс (зірочок) в його поступальний рух і створення тягового зусилля.

Робоче обладнання використовується для приєднання сільськогосподарських машин і знарядь, регулювання їх положень і ходу, а також для передачі до них енергії від трактора.

Допоміжне (додаткове) обладнання забезпечує санітарно-гігієнічні умови праці та безпеку при виконанні робіт.

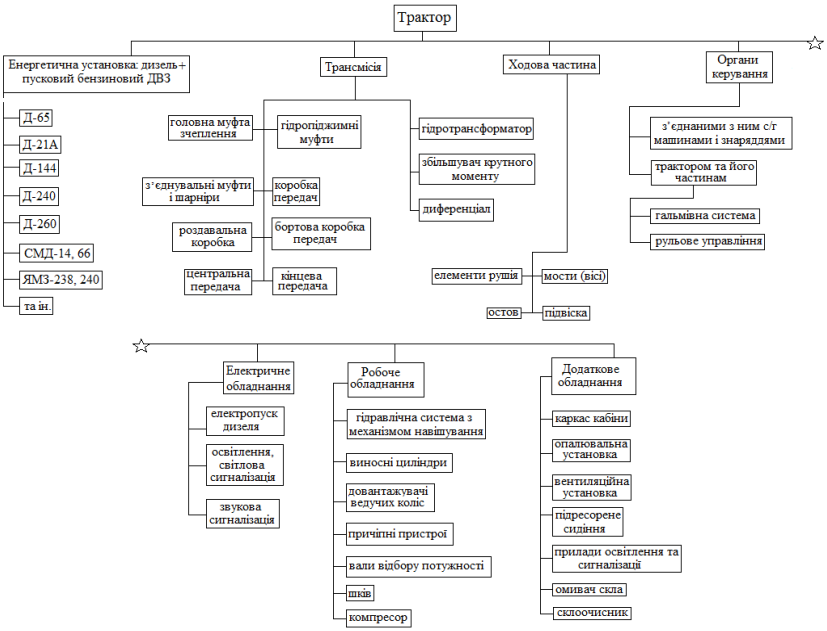


Рисунок 1.10 – Основні елементи конструкції трактора

1.4 Поняття «типаж тракторів»

Типаж тракторів – науково, технічно і економічно обгрунтована програма випуску тракторів на планований період часу (10 років) з коригуванням через 5 років, сукупність моделей [3, 4]. Це визначення існувало раніше, у період планової економіки розвитку галузевого машинобудування та промисловості підприємств.

Типаж тракторів – це мінімальний технічно й економічно обґрунтований ряд випуску або намічених до випуску тракторів, які під час агрегатування з відповідними машинами й агрегатами можуть забезпечити комплексну механізацію сільськогосподарського виробництва з найменшими затратами праці [2].

У теперішній час *типажем тракторів* прийнято називати сукупність усіх їх моделей (включаючи модифікації), складену на основі оптимізаційних техніко-економічних розрахунків з урахуванням необхідності якісного і своєчасного виконання комплексу робіт у народному господарстві країни. Перспективний парк тракторів, в основі якого лежить їхній типорозмірний ряд, є основним довідковим матеріалом при виборі конструктивних параметрів і створенні нової моделі енергетичного засобу. Усі перспективи застосування сільськогосподарських тракторів як мобільного джерела енергії, поява енергетичних засобів нетрадиційних компонувальних схем тощо, вимагають постійного уточнення їхнього типажу [5].

В минулому було прийнято типаж тракторів сільськогосподарського призначення класифікувати за призначенням і за тяговим класом. За першою класифікацією – це трактори загального призначення, універсально-просапні, спеціалізовані і малогабаритні.

Відповідно до колишніх ГОСТ 27021-86 або СТ СЭВ 628-85 типорозмірний ряд сільськогосподарських тракторів включав 10 тягових класів. Він представляв собою зростаючу послідовність безрозмірних чисел (0,2…8), кожне з яких виражало значення номінального тягового зусилля трактора $P_{кр.н}$ в тонах, оскільки формування типажу зародилося ще під час дії старої системи вимірювання фізичних величин [5].

У міжнародній практиці у відповідності до стандартів ISO 730/1 і 730/3-82 використовується класифікація тракторів за максимальною тяговою потужністю $N_{кр.max}$, отриману при випробуванні енергетичного засобу на гладкій горизонтальній і сухій бетонованій поверхні, або поверхні, покритої скошеною/нескошеною травою. Трактори при цьому поділяються на чотири категорії, кожна з яких відповідним чином співвідноситься з класифікацією енергетичних засобів згідно з міжнародним стандартом ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ 628-85).

Багаторічна практика останніх років показує, що класифікація згідно з ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ 628-85) дає більш точну уяву про експлуатаційні властивості трактора. А це, у свою чергу, дозволяє правильно підібрати до нього комплекс сільськогосподарських машин і знарядь. Так, наприклад, свого

часу Мінський і Володимирський тракторні заводи випускали трактори тягового класу 2 (МТЗ-142 і ЛТЗ-145 відповідно), максимальна тягова потужність яких становила близько 95 кВт. Якщо при цьому керуватися тільки класифікацією ISO (табл. 1.1), то можна прийти до неправильного висновку про те, що МТЗ-142 і ЛТЗ-145 могли працювати з причіпними машинами, призначених для тракторів тягових класів 3 і 4 [5].

Водночас трактор тягового класу 6 (Т-130) за тяговою потужністю відносився до групи III стандарту ISO-730/1. Виходило, що він міг ефективно агрегатуватися зі знаряддями до енергетичних засобів значно нижчих тягових класів 3 і 4 (див. табл. 1.1). Ще один приклад. У 1998 р. для потреб сільського господарства України було придбано 650 тракторів «John Deer 8940». Виходячи з потужності їхніх двигунів (200 кВт) і класифікації ISO передбачалося, що використовуватися вони будуть із знаряддями, призначеними для тракторів класу 5 (К-700, К-701). На практиці це виявилося неможливим, оскільки за тягово-зчіпними властивостям «John Deer 8940» займає проміжне положення між енергозасобами тягових класів 3 і 4.

Інша справа, що реальний типаж тракторів, який формально діє на теренах країн СНД і зараз, створено, як неодноразово підкреслювали дослідники, зі значними відхиленнями від зазначених вище вимог. У напрямку його удосконалення першочергово слід було б суттєво уточнити методи визначення: експлуатаційної ваги трактора; номінального тягового зусилля та допуск на його коливання; ширини діапазону тягових зусиль трактора; норми буксування енергетичного засобу при визначенні його номінального тягового зусилля [5].

Більш того, ефективний типорозмірний ряд тракторів повинен створюватися з урахуванням техніко-економічних показників роботи машинно-тракторних агрегатів на їх основі. Внаслідок реалізації однієї із спроб такого підходу було встановлено, що для господарств нашої країни з урахуванням їх спеціалізації, зональних особливостей і структури посівних площ досить тракторів семи тягових класів, а саме: 0,2; 0,6; 1,4; 2; 3; 5 і 6. Цікаво, що до аналогічного висновку прийшли й ті вчені, які розглядали питання уточнення типажу тракторів як для умов СРСР [4], так і для сучасних умов Росії. В першому випадку

типорозмірний ряд енергетичних засобів повинен був мати такий вигляд: 0,4; 1,1; 1,8; 2,5; 4; 5,5; 7, а в другому – 0,4; 0,7; 1,1; 1,8; 3; 5 і 7 [4].

Всякий типаж енергетичних засобів потребує розробки відповідної системи агрегатування, яка б забезпечувала: підвищення продуктивності праці; зниження енергетичних витрат і матеріалів; зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище; високу універсальність і зайнятість протягом року; необхідну надійність і рівень уніфікації [5].

На сучасному етапі розвитку суспільства задовільнення даних вимог у рамках старої тягової концепції побудови енергетичних засобів неможливе. Справа в тому, що розвиток тракторів у відповідності до тягової концепції [3, 5] був і в багатьох випадках нині обумовлений необхідністю реалізації потужності двигуна тільки через тягове зусилля. Адже, якщо N_e буде перевищуватиме відповідну їй величину G_m, то N_e не буде використано на тягових операціях. При відхиленні потужності двигуна в інший бік трактор працюватиме зі зменшеними робочими швидкостями і МТА на його основі не будуть розвивати очікувану продуктивність. Сучасний розвиток мобільних енергетичних засобів у всьому світі відбувається в рамках нової тягово-енергетичної концепції. Суть останньої полягає в тому, що потужність двигуна трактора і його експлуатаційна маса не зв'язані жорсткою (як раніше) параметричною залежністю. Тобто енергонасиченість трактора:

$$E_t = \frac{N_e}{G_m} = \text{var}, \qquad (1.1)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;
G_m – вага трактора, Н.

У той час, коли значення N_e зростає згідно із сучасними технологічними вимогами, величина G_m збільшується тільки задля забезпечення відповідної міцності та безпеки конструкції трактора. В результаті його енергонасиченість зростає і у багатьох випадках уже значно перевищує 20 кВт/т. Це дає

можливість досить ефективно використовувати такі трактори у складі тягово-приводних агрегатів, при реалізації систем no-till, створенні перспективних модульних енергетичних засобів перемінного тягового класу (МЕЗ) тощо [5].

Отже, типаж включає в себе класи – класи тяги. Клас тяги визначається номінальним тяговим зусиллям – найбільшим тяговим зусиллям, яке реалізує трактор на стерні колосових культур нормальної вологості та твердості при певному буксуванні (для гусеничних тракторів – не більше 3%, колісних 4К4 – не більше 14%, колісних 4К2 – не більше 16%). Номінальне тягове зусилля залежить від типу ходової частини і сили тяжіння G (рис. 1.11).

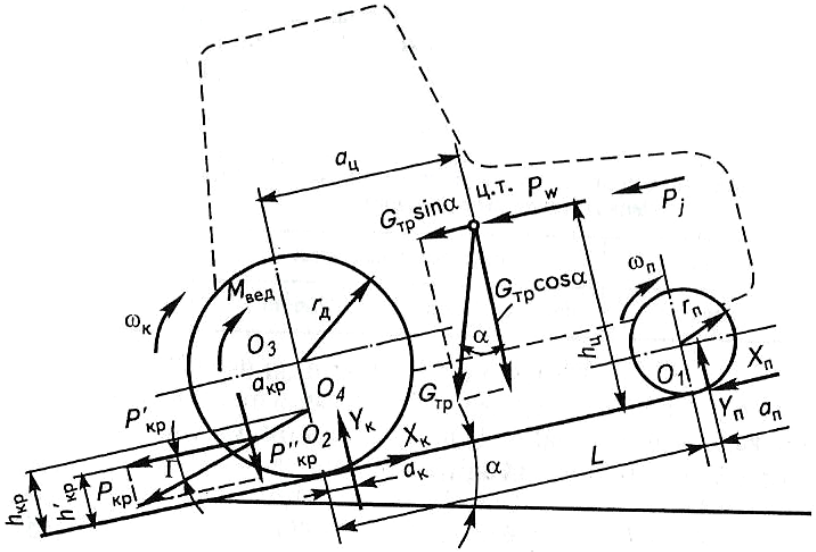


Рисунок 1.11 – Схема сил і моментів, що діють на колісний трактор у загальному випадку руху

$$\frac{M_{вед}}{r_д} = X_к + G_к \frac{a_к}{r_д} + \frac{M_j}{r_д} = P_к, \qquad (1.2)$$

де $P_к$ – дотична сила тяги, Н;

$X_к$ – штовхаюча сила (штовхаюча реакція), Н.

Режим руху сільськогосподарського трактора по полю характеризується наступними особливостями:

– швидкість руху 5–12 км/год;

– опір повітря мале та ним можна знехтувати – $P_w = 0$;

– машинно-тракторний агрегат рухається без значних змін швидкості, тому інерційними силами також можна знехтувати – $P_j = 0$;

– як правило, ухили полів незначні та можна прийняти $P_i = 0$.

З урахуванням наведених особливостей рівняння тягового балансу трактора має наступний вигляд:

$$P_к = P_{кр} + P_f . \tag{1.3}$$

Таким чином, при рівномірному русі трактора по горизонтальній поверхні дотична сила тяги $P_к$, утворена на ведучому колесі ведучим моментом $M_{вед}$, дорівнює сумі горизонтальної складової сили тягового опору $P_{кр}$ і сили опору коченню.

Типаж сільськогосподарських, лісогосподарських, промислових тракторів наведено в таблицях 1.1–1.5.

У кожному класі тяги передбачені одна або кілька базових моделей, а також ряд модифікацій, які відрізняються від неї колісною формулою, призначенням й т.д.

Тягові класи промислових тракторів – 14 тягових класів:

• тяговий клас 0,1 – мотоблоки;

• тяговий клас 0,2 – важкі мотоблоки, малогабаритні трактори;

• тяговий клас 0,4 – колісні (ХТЗ-7);

• тяговий клас 0,6 – колісні (самохідні шасі Т-16М з двигуном потужністю 25–30 к.с.);

• тяговий клас 0,9 – колісні (Т-40);

• тяговий клас 1,4 – колісні (МТЗ-80);

• тяговий клас 2 – колісні (Беларус-1221, ЛТЗ-155);

• тяговий клас 3 – колісні (АТМ-3180), гусеничні (ДТ-75, ДЕС-4);

• тяговий клас 4 – ХТЗ-180З, ХТЗ-201, ХТЗ-21042;

• тяговий клас 5 – колісні (К-700, К-701, К-702, К-703, АТМ-5280), гусеничні (Т-250, Т-501);

• тяговий клас 8 – гусеничні (К-745);

• тяговий клас 10 – гусеничні (Б10М, Б11);

• тяговий клас 15 – гусеничні (Б12);

• тяговий клас 25 – гусеничні (ДЕТ-320, Т-330, бульдозер ДЕТ-250М2Б1Р1);

• тяговий клас 75 – гусеничні (Т-800).

Таблиця 1.1 – Типаж сільськогосподарських тракторів по їх класу і тяговому зусиллю

Клас тяги, тс	Номінальне тягове зусилля, кН	Трактори
0,2	2	ХТЗ-1410, МТЗ-112ТС
0,6	6	Т-25М, Т-16МГ, МТЗ-320А, ХТЗ-2511
0,9	9	Т-40М, ХТЗ-3130, ХТЗ-6021
1,4	14	ЮМЗ-6АКЛ, ЮМЗ-650, ЮМЗ-8280, МТЗ-100
2,0	20	ХТЗ-100, Т-90С, МТЗ-1222
3,0	30	ХТЗ-150К, ХТЗ-17021, ХТЗ-150-03, ДТ-75Д, ДТ-175С
4,0	40	ХТЗ-1803, ХТЗ-201, ХТЗ-21042
5,0	50	ХТЗ-220, К-700А, К-701, К-734, К-744
6,0	60	Т-130, Т-170М

Таблиця 1.2 – Тягові класи сільськогосподарських та лісогосподарських тракторів

Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля, кН	Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля, кН
0,2	від 1,8 до 5,4	3	понад 27 до 36
0,6	понад 5,4 до 8,1	4	понад 36 до 45
0,9	понад 8,1 до 12,6	5	понад 45 до 54
1,4	понад 12,6 до 18	6	понад 54 до 72
2	понад 18 до 27	8	понад 72 до 108

Таблиця 1.3 – Тягові класи промислових тракторів

Тяговий клас	Конструкційна маса, т	Тяговий клас	Конструкційна маса, т
2	від 4 до 6	25	понад 25 до 35
6	понад 6 до 10	35	понад 35 до 50
10	понад 10 до 15	50	понад 50 до 70
15	понад 15 до 25	75	понад 70 до 90

Таблиця 1.4 – Категорії потужності колісних сільськогосподарських тракторів по ІСО

Категорія за потужністю двигуна	I	II	III	IV
Значення потужності на ВВП, яка вимірюється згідно стандарту ІСО, кВт	до 48	до 92	80…185	150…350

Таблиця 1.5 – Співвідношення між класифікаціями колісних сільськогосподарських тракторів за тяговими класами і категоріями потужності

Тяговий клас трактора	Нижче 0,6	0,6; 0,9	0,9; 1,4; 2	2; 3; 4	5; 6; 8
Категорія трактора за потужністю двигуна згідно стандарту ІСО	I		II	III	IV

Як було зазначено раніше, в зарубіжній практиці, відповідно до стандарту Міжнародної організації зі стандартизації (ISO), застосовують класифікацію тракторів за категоріями потужності, яка вимірюється на валу відбору потужності (ВВП) трактора при номінальній частоті обертання двигуна. Класифікації по тяговому зусиллю (Росія, країни СНД) і за категоріями потужності (ІСО) можуть бути співвіднесені один з одним, якщо прийняти однаковими агротехнічні та енергетичні обмеження за величиною робочих швидкостей МТА на енергоємних операціях.

Перспективи розширюючого застосування сільськогосподарських тракторів в якості мобільного енергетичного засобу краще відображає класифікація за двома параметрами – тяговим зусиллям і потужністю двигуна.

Нині велика кількість підприємств, виробництв, організацій України мають в своєму розпорядженні трактори типу МТЗ-80. Хоча, з точки зору тягово-енергетичної концепції розвитку мобільних засобів, потужність двигуна цих тракторів є недостатньою (80 к.с.). Для практичної реалізації модульної схеми побудови енергетичних засобів вони цілком придатні. Таврійським державним агротехнологічним університетом проведено експлуатаційно-технологічну оцінку орного МТА на основі МЕЗ-80. Новий енергетичний засіб агрегатували з плугом ПЛН-4-35 [6].

Модульний енерготехнологічний засіб (МЕЗ) – це поєднання трактора тягово-енергетичної концепції з транспортно-технологічним модулем [16].

Колісний трактор тягово-енергетичної концепції – це трактор такої енергонасиченості, при якій потужність двигуна не може бути повністю реалізована через його ходову систему в силу тяги при роботі в діапазоні досяжного інтервалу робочих (технологічних) швидкостей машинно-тракторного агрегату при повному баластуванні трактора [16].

Енергетичний модуль (ЕМ) являє собою трактор тягово-енергетичної концепції у складі МЕЗ або модульного машинно-тракторного агрегату [16].

Технологічний модуль (ТМ) – це візок з технологічним обладнанням і з активним приводом коліс від двигуна енергетичного модуля або сільськогосподарська машина з активними робочими органами, яка дозволяє ефективно використовувати в технологічному процесі повну потужність двигуна трактора тягово-енергетичної концепції [16].

Технологічний модуль у вигляді візка з активним приводом коліс, що утворює додаткову силу тяги, називають *транспортно-* або *тягово-технологічним модулем* (ТТМ).

Блочно-модульний МТА являє собою МТА на основі ЕМ або МЕЗ [16].

Результати експлуатаційно-технологічної оцінки орного МТА підтвердили гіпотезу про можливість і ефективність реалізації тягово-зчіпних та енергетичних властивостей МЕЗ-80 [6]. На робочому гоні МЕЗ-80 рухався правими колесами поза борозною. Відстань від її стінки до рушіїв правого борту не перевищувала при цьому 15 см. Середнє квадратичне відхилення глибини обробітку ґрунту при його вологості в шарі 0…15 см – 20%, дорівнювало ±2,8, а ширини захвату орного МТА – ±3,4 см.

Аналіз експлуатаційно-технологічних даних показав, що змінна продуктивність нового агрегату на 31,7% більша у порівнянні з аналогічним нормативним показником для базового орного МТА у складі трактора МТЗ-80 і плуга ПЛН-3-35. Досягається це, переважно, за рахунок більшої (приблизно на 38%) ширини захвату агрегату на основі МЕЗ-80.

Що стосується питомих витрат палива, то у нового МТА вони майже на 20% менші. Складовими такого результату є як виключення руху модульного енергетичного засобу у борозні, так і ймовірне зменшення буксування рушіїв МЕЗ. Останнє обумовлене більш розвинутою ходовою системою модульного енергетичного засобу у порівнянні з серійним трактором.

В попередні роки було проведено дослідження дослідного зразка модульного енергетичного засобу тягового класу 1,4–3 під умовною маркою МЕЗ-80. ЕМ останнього представлений трактором універсально-просапного призначення тягового класу 1,4 (серії МТЗ), який має двигун підвищеної потужності (105 к.с.) та синхронний вал її відбору. В ролі ТМ МЕЗ-80 виступав додатковий активноприводний задній міст Т-150К з відповідним технологічним оснащенням (рис. 1.12) [6].



Рисунок 1.12 – Модульний енергетичний засіб МЕЗ-80

Модульна побудова МЕЗ-80 дозволяє йому розвивати тягове зусилля в діапазоні від 14 до 30 кН. Практично це означає, що даний енергетичний засіб може агрегатуватися зі шлейфом машин, призначених для тракторів трьох типорозмірів: класів 1 і 4, 2, 3 [6].

Слід зазначити, що наявність технологічного модуля призводить до зростання мінімального значення поворотної смуги МТА лише на 9…12% і збільшення часу його маневрування на 2…5%. Непродуктивні витрати часу при цьому, як показали результати багаторічних польових випробувань інших МЕЗ, незначні.

Проведені випробування орного агрегату на основі МЕЗ-80 дозволяють зробити попередній висновок про те, що енергетичний засіб може агрегатуватися з переліком сільськогосподарських знарядь, які використовувались (використовуються) з тракторами типу ДТ-75 і Т-150К. А це, в свою чергу, гарантує низку переваг [6]:

– по-перше, маючи у своєму розпорядженні трактор тягового класу 1,4 та технологічний модуль, той чи інший власник може обходитись без енергетичного засобу класу 3, досить ефективного з економічної точки зору;

– по-друге, впровадження модульних енергетичних засобів може бути здійснене на власній матеріальній базі та не потребує, що дуже важливо, створення принципово нових конструкцій сільськогосподарських машин і знарядь;

– по-третє, за рахунок використання з технологічним модулем і без нього значно збільшується річна завантаженість універсально-просапного трактора класу 1,4. На протязі року відповідну частину часу може не використовуватись ТМ, проте збитки від цього у 5…7 разів менші, ніж від простою трактора;

– по-четверте, ймовірність якісного освоєння конструкції однієї марки енергетичного засобу замість двох різних більш висока, що позитивно відбивається на ефективності їх практичної експлуатації;

– по-п’яте, особливості конструктивної схеми МЕЗ забезпечують їм досить високу адаптивність по відношенню до нових технологій вирощування сільськогосподарських культур.

1.5 Вимоги, що пред’являються до конструкції тракторів (міні-тракторів)

1.5.1 Малогабаритні трактори

До малогабаритних тракторів пред’являються наступні технічні вимоги [12].

Питома потужність на 100 кг повної (експлуатаційної) маси повинна бути не більше 1,9 кВт (2,5 к.с.).

Примітка. *Повна (експлуатаційна) маса* – маса спорядженого малогабаритного трактора з водієм. Маса водія приймається 70 кг.

Габарити не повинні перевищувати:

– по ширині 1000 мм;

– по довжині 2500 мм;

– по висоті 1200 мм.

Максимальна швидкість не повинна перевищувати 20 км/год.

Кут поперечної статичної стійкості повинен бути не менше 35°.

Міні-трактор повинен бути обладнаний робочим і стоянковим гальмом. Гальмова система повинна забезпечувати зупинку трактора з причепом на сухій горизонтальній ділянці дороги з твердим покриттям при гальмуванні від початкової швидкості 20 км/год на дорозі 5 м.

Тягово-зчіпний пристрій міні-трактора для буксирування причепа має відповідати вимогам ГОСТ 3481-79 «Трактори сільськогосподарські. Тягово-зчіпні пристрої. Типи, основні параметри і розміри».

Малогабаритні трактори з повною (експлуатаційною) масою понад 450 кг повинні мати передачу заднього ходу.

Міні-трактор повинен бути обладнаний приладами для контролю температури охолоджуючої рідини та тиску в системі змащення двигуна, пристроєм екстреної зупинки двигуна.

Також міні-трактор повинен бути обладнаний зовнішніми світловими приладами:

– двома робочими фарами ближнього світла, розташованими симетрично відносно вертикальної осі трактора;

– передніми ліхтарями, що мають габаритні вогні білого кольору та покажчики повороту оранжевого кольору;

– задніми ліхтарями, що мають габаритні вогні червоного кольору, покажчики повороту оранжевого кольору, сигнали гальмування червоного кольору;

– ліхтарем освітлення номерного знака білого кольору.

Світловипромінюючі та світловідбиваючі прилади повинні бути заводського виготовлення.

Рухомі, обертові частини (передавальні механізми, карданні, ланцюгові, пасові та зубчасті передачі тощо) повинні бути вбудовані в конструкцію або захищені кожухами, або огородженнями, не повинні створювати небезпеку для обслуговуючого персоналу і людей, які знаходяться поруч.

Система запуску двигуна повинна виключати його запуск при включеній передачі.

Робоче місце водія повинно бути захищене від викиду ґрунту з-під коліс і робочих органів.

Неприпустима установка на одну вісь шин різного розміру і моделей.

Міні-трактор з двигуном внутрішнього згорання повинен бути пожежобезпечним, мати іскрогасник, теплоізоляцію, що виключає контакт з нагрітою вище 70° поверхнею, захист від підтікання палива і оливи.

1.5.2 Саморобні трактори [12]

Номінальна потужність двигуна трактора не повинна перевищувати 100 к.с. (75 кВт).

Габарити не повинні перевищувати:

– по ширині 2500 мм;

– по висоті 2500 мм.

Кут поперечної статичної стійкості повинен бути не менше 35°.

Найменший радіус повороту – не більше 4,5 м.

Транспортна швидкість – не більше 30 км/год для колісних і 10 км/год для гусеничних тракторів.

Навантаження на керовані колеса – не менше 0,2 від експлуатаційної маси трактора.

Гальмова система повинна забезпечувати: гальмовий шлях з початковою швидкістю 20 км/год не більше 6,4 м, з 10 км/год – не більше 2,1 м, непрямолінійність руху під час гальмування – не більше 0,5 м; стоянкове гальмо повинно утримувати трактор на ухилі не менше 15%.

Трактор повинен мати кабіну або каркас безпеки.

Компоновка і розташування кабіни повинні забезпечувати хорошу оглядовість при приєднанні машин, а також по фронту руху агрегату.

Кабіни повинні бути обладнані склоочисниками передніх і задніх стекол, дзеркалом заднього виду з регулюванням його положення.

Кабіни тракторів повинні мати не менше трьох аварійних виходів, якими можуть служити двері, вікна і люки. Аварійні виходи повинні бути розташовані на різних сторонах (стінках) кабіни, при цьому передню, задню, бічні стінки і дах вважають остовом кабіни.

Розміри аварійних виходів повинні бути такими, щоб в їх поперечний переріз вписувався еліпс з головними осями 640 і 440 мм.

Аварійні виходи повинні відкриватися без допомоги інструменту.

Двері кабіни повинні бути обладнані замками і стопоритися автоматично в крайніх положеннях.

Вікна кабіни, що відкриваються, повинні відкриватися зсередини та мати пристрій для фіксації їх у відкритому положенні.

Стеля кабіни повинна мати пом’якшену оббивку.

Кабіна повинна бути обладнана пристроєм, що захищає обличчя водія від сонячних променів.

Трактори повинні мати звуковий сигнал з вмиканням з кабіни і через штепсельний роз'єм для під'єднання проводки системи сигналізації машини або знаряддя, що агрегатуються.

Важелі і педалі управління трактором повинні легко переміщатися та мати надійні фіксуючі пристрої, що виключають мимовільне вмикання та вимикання передач і приводів робочих органів.

Заправні горловини паливних баків і систем охолодження двигунів повинні знаходитися поза кабіною.

Розташування заправних горловин має бути таким, щоб при заправці виключалося потрапляння палива на частини машини, що може створити очаг возгорання і призвести до займання машини.

Конструкція капота або огорож, що піднімаються, при піднятому їх положенні повинні виключати можливість їх самочинного опускання.

Управління трактором повинно забезпечувати стійкий прямолінійний рух.

Люфт рульового колеса при працюючому двигуні повинен бути не більше 25°.

Трактор повинен бути обладнаний зовнішніми світловими приладами згідно ГОСТ 878975:

– двома робочими фарами ближнього світла білого кольору, розташованими симетрично відносно вертикальної осі трактора;

– передніми ліхтарями, що мають габаритні вогні білого кольору та покажчики повороту оранжевого кольору;

– задніми ліхтарями, що мають габаритні вогні червоного кольору, покажчики повороту оранжевого кольору, сигнали гальмування червоного кольору;

– ліхтарем освітлення номерного знака білого кольору.

Світловипромінюючі та світлоповертаючі прилади повинні бути заводського виготовлення.

Рухомі, обертові частини або частини, що мають температуру вище 70°, повинні бути захищені огорожами.

Трактор повинен бути обладнаний блокувальним пристроєм, що запобігає запуск двигуна при включеній передачі.

Застосування саморобних деталей і вузлів в механізмах рульового керування, гальмової системи не допускається.

Трактор повинен мати передачу заднього ходу.

Випускна система двигуна повинна мати глушник шуму вихлопу та іскрогасіння, що випускається серійно. У місцях з'єднань прорив газів та іскор не допускається.

Шини повинні відповідати допустимому максимальному навантаженню і швидкості руху трактора. Не допускається установка на одну вісь шин різного розміру та моделі.

Забарвлення трактора повинне бути контрастним порівняно з фоном навколишнього середовища.

Колісні трактори повинні бути обладнані крилами, що захищають кабіну або робоче місце водія від забризкування землею та брудом.

1.6 Історична довідка про етапи розвитку тракторної промисловості [13, 14, 15]

У 1791 році російський механік і винахідник Іван Кулібін побудував триколісну «коляску-самокатку» з двома ведучими колесами. У ній винахідник застосував ряд механізмів, які використовуються в сучасних тракторах та автомобілях: коробку передач, рульове управління, гальма. Механічного двигуна на той час ще не було, тому «самокатку» і «самобіглу коляску» приводили в рух мускульною силою людини.

У 1830 році петербурзький майстер К. Янкевич розробив проект парового автомобіля.

Механік Федір Блінов у 1888 році побудував перший в світі гусеничний трактор. В якості двигуна на рамі довжиною 5 м стояв котел з двома паровими машинами. Від кожної машини через шестеренні передачі передавалося обертання до ведучих коліс, які перебували в зачепленні з гусеницями (рис. 1.13 *а*)

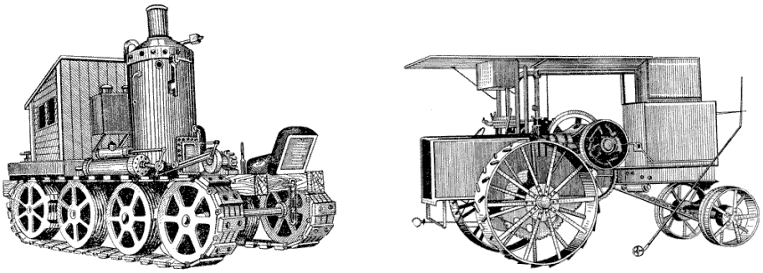
Для тракторів і автомобілів був потрібний відносно легкий та невеликий за габаритами двигун.

У 1879 році російським інженером О.С. Костовичем був побудований двигун внутрішнього згорання потужністю 59 кВт (80 к.с.), масою 240 кг, який працював на бензині.

У 1889 році Б.А. Яковлєв організував виробництво автомобільних двигунів, що працюють на газу.

З 1908 по 1915 роки на Російсько-Балтійському вагонному заводі в м. Ризі було випущено 500 легкових автомобілів.

У 1910 році учень Ф.А. Блінова Я.В. Мамін створив перший вітчизняний колісний трактор з дизельним двигуном (дизелем) власної конструкції та назвав його «Русский трактор». До 1914 року на Балаковському заводі було випущено більше 100 таких тракторів.



а *б*

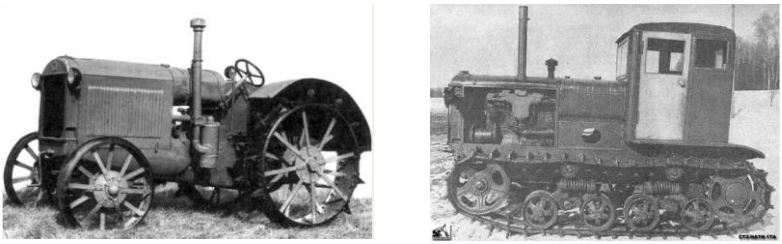
Рисунок 1.13 – Перші трактори: *а* – гусеничний трактор з двома паровими машинами, Ф.А. Блінов (1888 р.); *б* – прообраз сучасного трактора – самохідний візок Я.В. Маміна (1893–1895 рр.)

До Великої Жовтневої соціалістичної революції в Росії було випущено всього 165 тракторів вітчизняного виробництва. Через економічну відсталість і залежність від іноземного капіталу царська Росія не могла створити ні тракторної, ні автомобільної промисловості.

У 1918 році за вказівкою В.І. Леніна в місті Марксі Саратовської області створюється тракторний завод «Возрождение». Тут налагоджується виробництво тракторів «Карлик» конструкції Я.В. Маміна з двигуном потужністю 8,8 кВт (12 к.с.). У цей же час Коломенський і Брянський заводи починають випускати невеликими серіями трактори під назвою «Коломенец-1» конструкції Є.Д. Львова. Але всього цього було недостатньо, і тому радянський уряд приймає рішення про закупівлю ліцензій на американський трактор «Фордзон» і виробництво його в нашій країні до розробки вітчизняного зразка. З 1924 р. по 1932 р. Ленінградський завод «Красный путиловец» випустив близько 50 тис. тракторів «Фордзон-Путиловец». Це був початок першого етапу вітчизняного тракторобудування.

Гігантський розвиток вітчизняного тракторобудування почався в роки першої п’ятирічки.

У 1928 році починається будівництво першого вітчизняного спеціалізованого тракторного заводу в Сталінграді. У червні 1930 року з конвеєра Сталінградського (нині Волгоградського) тракторного заводу зійшов перший трактор СТЗ-15/30 (рис. 1.14 *а*). Він мав газовий двигун потужністю 22 кВт (30 к.с.) і сталеві колеса з почвозачепами.



а *б*

Рисунок 1.14 – Трактори другого етапу вітчизняного тракторобудування: *а* – колісний орний трактор (також відомий як СХТЗ-15/30), що став першим вітчизняним трактором, що випускався масово на конвеєрі. Прототипом послужив американський McCormick-Deering 15/30 (1923–1929 рр.); *б* – гусеничний трактор СХТЗ-НАТИ-1-ТА (1930-ті роки)

У 1931 році вступив у дію Харківський тракторний завод, який став випускати трактори ХТЗ, подібні тракторам СТЗ. З 1932 року наша країна відмовилася від ввезення тракторів з-за кордону.

У 1933 році був побудований Челябінський тракторний завод, який почав випускати гусеничні трактори С-60, що працюють на лігроїні. У 1937 році Сталінградський і Харківський тракторні заводи переходять на виробництво гусеничних тракторів відповідно СТЗ-НАТІ і ХТЗ-НАТІ з газовими двигунами. Харківський завод випустив кілька тисяч гусеничних тракторів з газовим двигуном, паливом для якого служили деревинні цурки.

Кіровський завод (колишній «Красный путиловец») в Ленінграді замість трактора «Фордзон-Путиловец» розпочав випускати з 1934 року просапний трактор «Универсал» з газовим

двигуном і металевими колесами. «Универсал» був першим вітчизняним трактором, що експортується за кордон.

За десять передвоєнних років промисловість дала сільському господарству близько 700 тис. тракторів. Загальний їх випуск склав 40% від світового виробництва. Таким був перший етап (1924–1941 рр.) вітчизняного тракторобудування. Завдяки цим успіхам відстале, роздроблене сільське господарство дореволюційної Росії перетворилося на велике механізоване.

Величезний збиток народному господарству нашої країни було завдано в роки Великої Вітчизняної війни. Тракторні заводи в Харкові та Сталінграді були зруйновані, а на Челябінському заводі виробництво тракторів було припинено. Але навіть в ці суворі роки не тільки відновлювалися, але й вступали в дію нові тракторні заводи. У 1944–1945 роках були відновлені заводи в Харкові і Сталінграді та пущені нові – Алтайський, Володимирський і Мінський.

До 1950 року наша промисловість досягла довоєнного рівня виробництва тракторів, а з 1960 року вийшла на одне з перших місць в світі, що ознаменувало завершення другого етапу (1941–1960 рр.) вітчизняного тракторобудування. У 50-ті роки було освоєно виробництво більш економічних двигунів, що працюють на дизельному паливі. У той час нашими заводами випускалися трактори ДТ-54 (Сталінградський, Харківський і Алтайський), КД-35 і Т-38 (Липецький), С-80 (Челябінський), ДТ-14 (Харківський трактороскладальний), МТЗ-2 (Мінський), ДТ-24 (ВТЗ), С-65 (ЧТЗ) (рис. 1.15).



а *б*

Рисунок 1.15 – Трактори третього етапу вітчизняного тракторобудування: *а* – С-65 (ЧТЗ, 1938–1955 рр.); *б* – ДТ-24 (ВТЗ, 1955–1958 рр.)

Важливе досягнення технічного прогресу в галузі механізації сільського господарства на третьому етапі (1961–1975 рр.) – збільшення робочої швидкості: спочатку до 5...9 км/год, а потім до 9...15 км/год.

До 1960 року машинно-тракторні агрегати рухалися при виконанні різних сільськогосподарських операцій не швидше коня. Однак для збільшених вимог сільського господарства цього було недостатньо і промисловість почала випуск тракторів з великими робочими швидкостями: Т-100М, ДТ-75 (рис. 1.16 *а*), Т-74, МТЗ-5ЛС/МС і МТЗ-50, Т-40, Т-25 і самохідного шасі Т-16. До тракторів з подібним діапазоном робочих швидкостей відноситься і трактор ЮМЗ-6Л/М, що випускається на Південному машинобудівному заводі у м. Дніпро (раніше Дніпропетровськ).

У 70-ті роки тракторна промисловість освоїла виробництво швидкісних енергонасичених тракторів К-701 (Кіровський завод у Ленінграді), Т-150К (ХТЗ), МТЗ-80 і МТЗ-82 (МТЗ), Т-40М і Т-40АМ (ЛТЗ), Т-25А (ВТЗ), самохідне шасі Т-16М (Харківський завод тракторних самохідних шасі), Т-330 (Чебоксарський тракторний завод) (рис. 1.16 *б*).



а



б

Рисунок 1.16 – Трактори четвертого етапу вітчизняного тракторобудування: *а* – ДТ-75М (Павлодарський тракторний завод, 1970-ті роки); *б* – Т-330 (Чебоксарський тракторний завод, початок випуску 1975 рік)

Запитання для самоперевірки знань

1. З яких основних частин складається трактор?
2. За якими ознаками класифікуються трактори?
3. Що собою являє трактор?
4. Назвіть частини, які входять до складу трансмісії трактора.
5. Наведіть приклад колісної формули трактора та розшифруйте її.
6. Що розуміється під типажем трактора?
7. Які параметри беруть за основу для визначення тягового класу трактора?
8. Що заставляє трактор рухатись по опорній поверхні, наприклад, по стерні колосових культур?
9. За рахунок яких змін в конструкції трактора можливо досягти змінне тягове зусилля?
10. З якого технічного виробу вважається розвиток конструкцій тракторів?

Перелік посилань

1. Головчук А. Ф., Орлов В. Ф., Строков О. П. Трактори. Експлуатація та ремонт. Київ : Грамота, 2003. 334 с.
2. Лебедєв А. Т., Антощенков В. М., Бойко М. Ф. та ін. Трактори та автомобілі. Шасі : навч. посіб. / за ред. проф. А. Т. Лебедєва. К. : Вища освіта, 2004. Ч.3. 336 с.
3. Гуревич А. М. Тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983. 322 с.
4. Захарченко А. Н., Калинников В. В., Огородникова Н. Ф. Колесные тракторы. М. : Колос, 1984. 207 с.
5. Кюрчев В. М., Надикто В. Т. Обгрунтування типажу тракторів : зб. наук. пр. Вінницького національного аграрного університету. 2012. № 11. Т. 1(65). С. 45–50. file://Downloads/znpvnutn_ 2012_11(1)__8.pdf.
6. Розробка модульного енергетичного засобу перемінного тягового класу 1,4-3. http://www1.nas.gov.ua/rsc/psc/structure/ Pages/mini_site/files/4.pdf.

7. ГОСТ 25942-90. Тракторы и сельскохозяйственные машины. Устройства быстросоединяющие. Требования к конструкции.

8. ГОСТ 12.2.140-2004. Тракторы малогабаритные. Общие требования безопасности.

9. ГОСТ 12.2.120-2005. Кабины и рабочие места тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

10. ГОСТ 12.2.140-97. Тракторы малогабаритные, мотоблоки и мотокультиваторы. Общие требования безопасности.

11. ГОСТ Р51863-2002. Машины лесозаготовительные, тракторы, лесопромышленные и лесозаготовительные. Требования безопасности.

12. Технические требования к конструкциям и эксплуатации самодельных тракторов, малогабаритных тракторов, мотоблоков и транспортных средств к ним. Утв. Мин. с/х и продовольствия Республики Беларусь по промышленности и межотраслевым производствам 14.01.94 №11/6.

13. Тракторы. Конструкция – 2001 год. https://zinref.ru/000_uchebniki/05300_traktora/580_traktory-konstrukciya-ksenevich-2001/001.htm.

14. Основные этапы развития отечественного тракторостроения. http://www.techstory.ru/techinfo/ro/all_xist_trr2010.htm.

15. Ксеневич И. П., Шарипов В. М., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

16. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М. : Колос, 2004. 504 с.

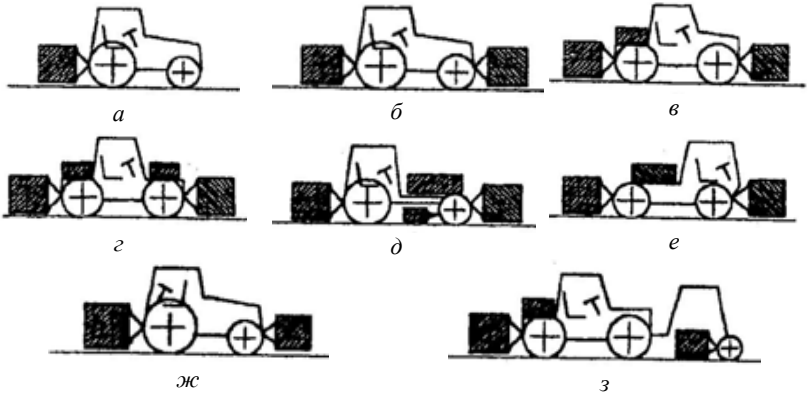
2 ЗАГАЛЬНА КОМПОНОВКА І КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ ТРАКТОРІВ РІЗНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

2.1 Компонувальні схеми колісних енергетичних засобів [1, 3]

Трактор – мобільний енергетичний засіб. Компонувальні схеми колісних тракторів досить різноманітні, чим пояснюється їх більш висока універсальність і широке розповсюдження порівняно з гусеничними (рис. 2.1).

Гусеничні сільськогосподарські трактори на відміну від колісних слід вважати спеціальними, призначеними для виконання обмеженої кількості операцій, головним чином енергоємних ґрунтообробних. У зв'язку з цим компонувальна схема всіх гусеничних сільськогосподарських тракторів практично однакова.

Колісний трактор класичної схеми або традиційної компоновки – це трактор колісної формули 4К2, у якого передні керовані колеса менші за розміром, ніж задні (рис. 2.1 *а*). Попередньо різний розмір коліс був обумовлений тим, що задні колеса ведучі, а передні – ведені. Щоб трактор розвивав високу силу тяги більшу частину його ваги слід перенести на ведучі колеса. За цією схемою були створені перші трактори масового виробництва у відповідності з існуючими тоді уявленнями про функціональне призначення цієї машини, а багатолітні експлуатаційні показники підтвердили раціональність такої компоновки.





і



к

Рисунок 2.1 – Компонувальні схеми колісних енергетичних засобів: *а* – класична; *б* – модернізована класична; *в* – трактор колісної формули 4К4; *г* – модель «Ксілон»; *д* – тракторне самохідне шасі; *е* – модель «Інтрак»; *ж* – «Мекс-Мобіль»; *з* – енергетичний засіб, що звільняється; *і* – агрегати, що жорстко стикуються; *к* – модульний енерготехнологічний засіб

Модернізована класична схема. Численні дослідні і конструкторські пошуки кращої компонувальної схеми привели до вдосконалення класичної схеми. Найбільш суттєво це проявилось у тому, що на тракторі почали застосовувати активний привід на передні колеса, передню навісну систему та передній ВВП. Наряду з іншими конструктивними заходами це дало можливість створити замість одного два технологічних простори (на рис. 2.1 позначено сполошними квадратами).

Під *технологічним простором* розуміють місце, яке передбачено компоновкою енергетичного засобу для розташування сільськогосподарської машини або додаткового технологічного обладнання, наприклад, ємностей з технологічним матеріалом (насіння, добрива, гербіциди).

Трактори колісної формули 4К4 загального призначення. Нова схема трактора (рис. 2.1 *в*) з'явилася при створенні «супертракторів» – колісних машин великої потужності й сили тяги (50 кН і більше). Для реалізації високої сили тяги при компоновці трактора по класичній схемі знадобилося би використання заднього ведучого колеса досить великого розміру. Тому обидві вісі зробили ведучими, а передні й задні колеса – однакового розміру. До появи таких тракторів у якості тракторів загального призначення використовували тільки гусеничні.

Особливістю компоновки такого трактора колісної формули 4К4 є те, що він має додатковий технологічний простір – площадку за кабіною (над заднім колесом), яка дозволяє застосовувати сідельний з'єднаний пристрій, або розташувати ємність з технологічним матеріалом.

Фірма «Фенд» (Німеччина) розробила *модель трактора «Ксілон»* (рис. 2.1 *г*) з чотирма технологічними просторами. Додатковий простір з'явився за рахунок того, що двигун з горизонтальним розташуванням циліндрів встановлений разом з трансмісією під кабіною енергетичного засобу.

Тракторне самохідне шасі (рис. 2.1 *д*) призначене для оброблення пропасних культур і виконання транспортних робіт. Перевагами шасі порівняно з універсально-пропасними тракторами є:

– можливість трьохрядного ешелонованого розташування знарядь за рахунок використання міжосьового простору під рамою шасі;

– більш точне положення робочого органа знаряддя між рядами культур при навішуванні культиватора у міжосьовому просторі шасі (порівняно з навішуванням його позаду або попереду трактора);

– вільний внутрішній простір (між осями) для розміщення технологічного обладнання прибиральних машин;

– можливість використання вільного простору попереду кабіни над рамою для розміщення ємностей з технологічним матеріалом;

– добру оглядовість з місця водія орієнтирів руху, керованих коліс, робочих органів машин, зчіпних пристроїв.

До недоліків компонувальної схеми тракторних шасі відноситься складність навіски сільськогосподарських машин в міжосьовому просторі і складність здійснення приводу до передніх коліс при зберіганні вільного простору між осями.

Мобільний енергетичний засіб високої енергонасиченості. Модель мобільного енергетичного засобу «Штайер-8300А» фірми «Штайер» (Австрія) назвали «Мекс-Мобіль» (рис. 2.1 *ж*). Ця модель відрізняється оригінальністю компоновки:

– переднє колесо більше заднього, тому при роботі створюється враження, що трактор переміщується заднім ходом;

– високо розміщена кабіна забезпечує добру оглядовість технологічного процесу, що виконується фронтально навішаною машиною.

Найбільш суттєва відмінність енергетичного засобу «Мекс-Мобіль» від звичайного трактора – надзвичайно висока

енергонасиченість. За допомогою двигуна 191 кВт енергетичний засіб має масу 4,5 т, вітчизняний трактор К-701 з двигуном потужністю 198 кВт – 13,5 т. Цей засіб має гідрооб'ємний привід на ходові колеса обмежений потужністю 74 кВт, і механічний привід на ВВП, здатний передавати в режимі довгострокової роботи більш 118 кВт.

Енергетичний засіб, що звільняється, наприклад, ВЄС-150 (рис. 2.1 *з*), розроблений Науково-дослідним інститутом сільського машинобудування (ВІСХОМ, Росія) має наступну особливість компоновки. Рама, що розташована попереду трактора та має власні колеса, є обов'язковим елементом, що від'єднується. При цьому енергетична частина виконана по схемі рисунка 2.1 *в*. Потужність двигуна 110…147 кВт, маса засобу 6 т.

Харківський завод тракторних самохідних шасі розробив схему з агрегатами, що *жорстко стикуються* (рис. 2.1 *і*) на основі одновісного трактора колісної формули 2К2 з двигуном потужністю 22…23 кВт. Вони призначені для скорочення ручної праці на малих животноводчих фермах, в агроцехах, на селекційних і агровипробувальних ділянках, в лісному господарстві та в інших умовах, де більш потужні енергетичні засоби застосувати важко або економічно недоцільно. У разі жорсткого з'єднання трактора з колісною формулою 2К2 з модулями різного призначення можливо отримати наступні машинно-тракторні агрегати: транспортний; транспортно-технологічний; самохідне шасі; універсальний трактор з колісною формулою 4К4; самохідний комбайн; кормороздатний агрегат; навантажувач та ін.

Модульний енерготехнологічний засіб наведено на рисунку 2.1 *к*. У відповідності з кількістю просторів біля трактора, які дозволяють розміщувати обладнання для виконання технологічного процесу, можливо виділити наступні типи мобільних енергетичних засобів:

- «Класик» (рис. 2.1 *а*) – засіб з одним технологічним простором позаду, що має технологічні властивості на рівні перших зразків тракторів;
- «Класик-М» (рис. 2.1 *б*) – засіб з двома технологічними просторами; модернізована класична схема з передньою

навісною системою і переднім ВВП (на замовлення) із запасом по вантажопідйомності та тиску на грунт передніх і задніх коліс, з посиленим рульовим керуванням, із запасом потужності двигуна;

- «Системний-3» (рис. 2.1 *в*) – засіб з трьома технологічними просторами (ЛТЗ-155, «МБ-Трак»); передні та задні колеса одного розміру; засіб має високий запас вантажопідйомності, має позаду кабіни площадку для розміщення ємності з технологічним матеріалом, його добре доповнюють реверсивні трансмісія і пост керування;
- «Системний-4» (модель «Ксілон», «Ксеріон») і самохідні тракторні шасі (рис. 2.1 *г, д*) – засіб з чотирма технологічними просторами; має ідеальну передню та задню оглядовість; дві площадки для розміщення ємностей з технологічним матеріалом;
- «модульні енергетичні засоби», які складаються з енергетичного засобу та технологічних візків (рис. 2.1 *з, і, к*); усі вони різного призначення, тому не підлягають порівняльному аналізу.

2.2 Промислові трактори загального призначення [2]

Компоновка гусеничних тракторів загального призначення найбільш поширеного варіанту обумовлюється переднім розташуванням двигуна та заднім розташуванням робочого місця водія.

При такій компоновці, як правило, трансмісійна установка має два блоки:

- перший – муфта зчеплення або гідротрансформатор, або обидва разом, закріплені на двигуні;
- другий – задній міст, в корпусі якого розташовані центральна передача, механізми повороту і гальма.

До передньої частини заднього моста кріплять коробку передач, а з боків – кінцеві передачі. Зазначені блоки встановлюють на рамі трактора.

До передньої частини рами кріплять вісь шарніра балансирної балки або ресори, краї яких спираються на рами гусеничних візків. Дані елементи гойдаються навколо осі ведучих коліс або навколо спеціальної осі, розташованої попереду ведучих коліс. Поділ осей гойдання гусеничних візків і ведучих

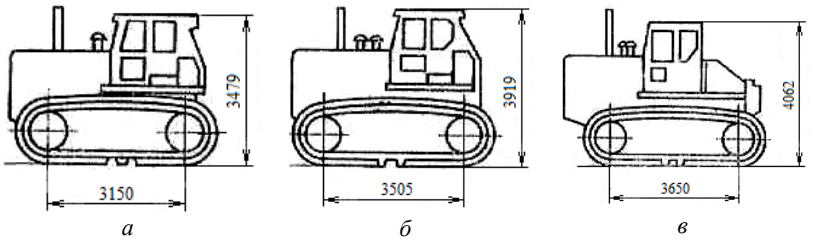
коліс дозволяє звільнити кінцеву передачу від додаткових навантажень і забезпечити більш легке розбирання. До передньої частини рами трактора кріплять силовий капот, на якому розташовані гідроциліндри бульдозерного обладнання.

Розрихлювальне обладнання кріплять до стінки заднього моста.

Трактори з вказаною компоновкою випускають як без кабіни, так і з захисними каркасами, а також з кабінами. Захисний каркас – пристрій, що захищає водія при перевертанні трактора та від падаючих предметів.

Компоновку, подібну описаному, мають вітчизняний трактор Т-130, трактори D3, D4, D5, D6G і D7G фірми «Caterpilar» («Катерпіллар», США), трактори фірми «Comatsu» («Комацу», Японія, за винятком тракторів D455 і D555) та ін.

Однак можуть бути відхилення від цієї компонувальної схеми, викликані масштабним фактором. Розміри людини і розміри кабіни залишаються постійними, тому їх співвідношення з розмірами трактора залежить від тягового класу трактора, що, в свою чергу, дозволяє дещо змінювати його компоновку. Так, зі збільшенням тягового класу трактора з'являється можливість встановлювати кабіну ближче до середини трактора (рис. 2.2). Наприклад, на тракторі 41В це дозволило розташувати за робочим місцем (за кабіною) масляні радіатори двигуна, трансмісії та гідросистеми, що охолоджуються вентилятором з об'ємним гідроприводом.



а *б* *в*

Рисунок 2.2 – Компонувальні схеми трактора фірми «Фиат-Аллис» в залежності від тягового класу: *а* – трактор 21-С, N_e=221 кВт; *б* – трактор 31, N_e=317 кВт; *в* – трактор 41-В, N_e=385 кВт

В результаті застосування трансмісії нових типів відкриваються додаткові можливості компоновки. Наприклад, використання електромеханічної трансмісії на тракторі ДЕТ-250М дало можливість встановити кабіну ближче до центру.

Принципово нова компонувальна схема виникає при перенесенні кабіни вперед, а двигуна – назад, як, наприклад, на вітчизняному тракторі Т-330 (Чебоксарський завод промислових тракторів). Однак при подібній компоновці ускладнюється конструкція несучої системи і збільшується число з'єднань. Можливість значно змінити конструкцію несучої системи з'являється, якщо вивести ведучі колеса з контакту із грунтом і встановити їх над гусеничним візком, що зумовлює трикутний обвід гусениці (рис. 2.3).

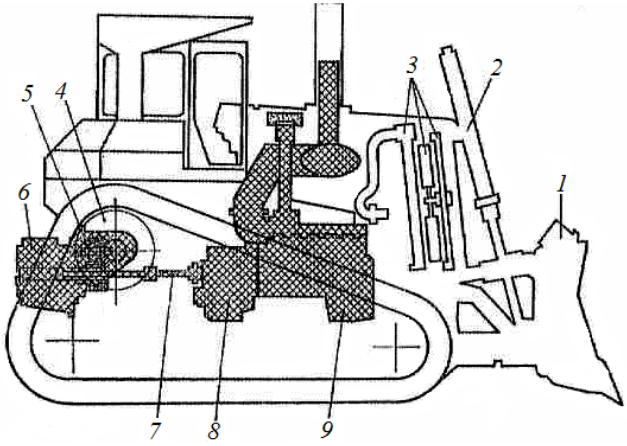


Рисунок 2.3 – Компоновка гусеничних тракторів загального призначення D8L, D9L, D10: *1* – відвал бульдозера; *2* – гідроциліндр; *3* – радіатори та вентилятор, *4* – механізми повороту і кінцеві передачі; *5* –центральна передача; *6* –коробка передач; *7* – з'єднувальний вал; *8* –гідротрансформатор; *9* – двигун

Цією конструкцією забезпечується модульна компоновка трактора, тобто всі основні вузли (двигун, коробка передач, механізми повороту, кінцеві передачі) були виконані у вигляді окремих, легко демонтуємих, модулів (рис. 2.4).

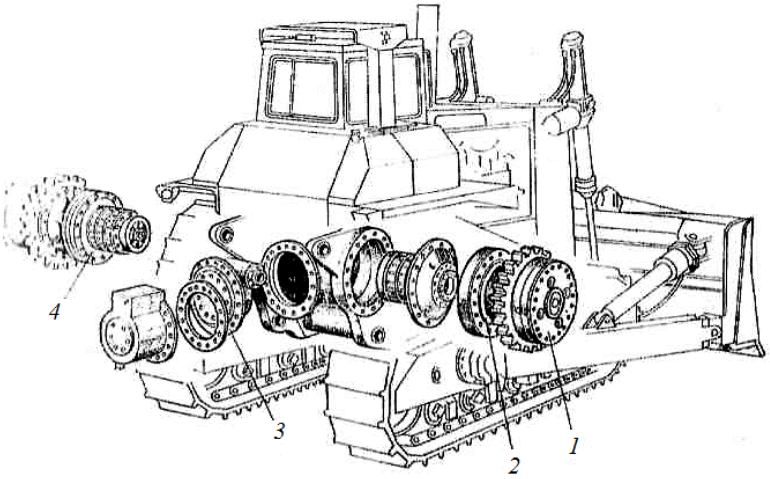


Рисунок 2.4 – Конструктивна схема тракторів D8L, D9L, D10: *1* – кінцева передача; *2*, *5* – механізми повороту; *3* – центральна передача; *4* – коробка передач

Трактори загального призначення з колісним рушієм фактично є базою під бульдозерне обладнання і, як правило, створюються на основі колісних тракторів-навантажувачів, у зв'язку з чим їх компоновки аналогічні.

2.3 Спеціальні трактори [2]

Конструктивна схема гусеничного трактора-навантажувача практично аналогічна схемі промислового трактора загального призначення. Вона відрізняється, в основному, тим, що база трактора-навантажувача збільшена в порівнянні з базою трактора загального призначення.

Це досягнуто в результаті:

– введення додаткового опорного котка, що практично виключає виступання двигуна трактора за обвід гусениці;

– установки жорсткої або балансирної балки замість ресори;

– виконання рами трактора разом з порталом навантажувального обладнання. Решта відмінностей стосуються вузлів і агрегатів трактора.

Основним недоліком такої компоновки трактора-навантажувача є значний зсув центра тиску при наборі грунту в ківш і русі з наповненим ковшем. Цей недолік може бути ліквідований при використанні гідрооб'ємної трансмісії. В такому випадку можна принципово змінити вигляд трактора-навантажувача, наблизивши його до компоновки колісних тракторів-навантажувачів: двигун зміщений далеко назад і служить противагою, передня частина трактора повністю звільнена для установки порталу і навантажувального обладнання (рис. 2.5).

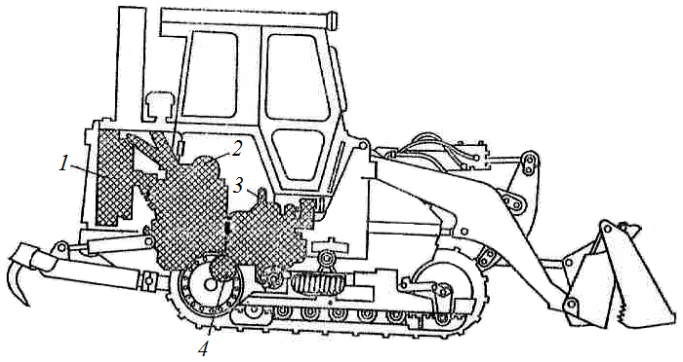


Рисунок 2.5 – Компонувальна схема гусеничних тракторів-навантажувачів з гідрооб'ємною трансмісією: *1* – радіатори; *2* – двигун; *3* – блок гідронасосів; *4* – гідромотори рушія

Колісні трактори-навантажувачі виконують з колесами, що повертаються, і з шарнірно зчленованою рамою (рис. 2.6). Перші виробляють малих тягових класів. Вони мають як різнорозмірні, так і однорозмірні колеса. Як поворотні колеса використовують передні або задні колеса, або ті й інші. Трактори-навантажувачі з шарнірно зчленованою рамою складаються з двох напіврам, з'єднаних вертикальним шворнем. Поворот здійснюється за допомогою гідроциліндрів, які переміщують напіврами одну відносно іншої в горизонтальній площині. При такій компоновці трактора двигун *2*, коробку передач *3* і роздавальну коробку встановлюють на задній напіврамі, портал навантажувача – на передній напіврамі.

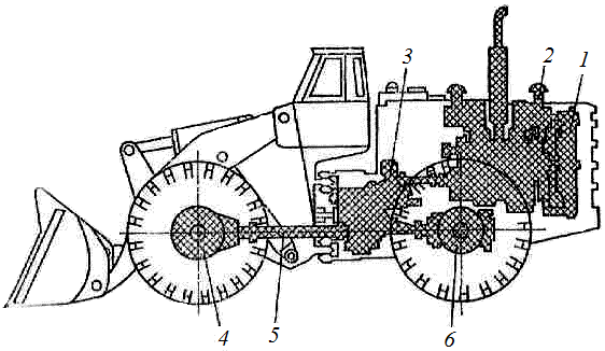


Рисунок 2.6 – Компоновка потужного колісного трактора-навантажувача: *1* – радіатори та вентилятор; *2* – двигун; *3* – коробка передач; *4, 6* – головні передачі та колісні редуктори; *5* – карданний вал

Гідротрансформатор кріплять до двигуна або виконують в єдиному блоці з коробкою передач. Кабіну поміщають як на передній, так і на задній напіврамі. У першому випадку спрощується управління ковшем (взаємне розташування водія і ковша не змінюється), а в другому – конструкція управління двигуном і трансмісією.

У будь-якому випадку місце водія знаходиться приблизно над шарніром рами.

Болотоходні трактори, які займають відособлене місце серед промислових тракторів, можуть бути модифікацією промислового трактора загального призначення і спеціального трактора, наприклад, трактора-навантажувача, а також промислової модифікації сільськогосподарського і лісопромислового трактора. Тому при описі болотохідної модифікації вказується тип базового трактора.

Основною конструктивною особливістю болотохідних тракторів є спеціальна конструкція ланок гусениць, збільшені розміри рушія внаслідок розширення гусениці та збільшення бази. При такому рушії забезпечується знижений тиск на грунт. За загальним компонуванням і конструктивною схемою болотохідні трактори, в основному, дублюють базові моделі.

Підземні трактори призначені для роботи в умовах обмеженого простору гірських розробок – у шахтах і на

будівництві тунелів, тому вони повинні мати обмежені розміри і не забруднювати навколишнє середовище відпрацьованими газами. Конструкція таких тракторів підпорядкована головній вимозі – зменшення вертикальних розмірів, внаслідок чого вони, як правило, не мають кабіни. Схема підземного колісного трактора з винесеним за межі колісної бази двигуном і шарнірно зчленованою рамою показана на рисунку 2.7.

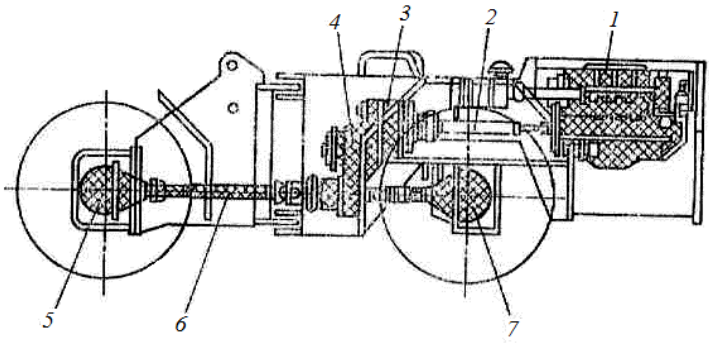


Рисунок 2.7 – Компонувальна схема колісного підземного трактора:
1 – двигун; *2*, *6* – карданні вали; *3* – коробка передач; *4* – роздавальна коробка;
5, *7* – механізми ведучих мостів

Земноводні трактори служать для землерийних робіт на глибині до 6–7 м, а підводні – для здійснення необхідних робіт, пов'язаних з видобутком корисних копалин на континентальному шельфі морів і океанів на глибині до декількох десятків метрів. Ці трактори не мають кабіни і ними керують по радіо (аквалангіст або оператор з берега за допомогою спеціальної опаратури). Такі трактори забезпечені системою для забору повітря, необхідного для роботи двигуна.

Малогабаритні промислові трактори призначені для невеликих за обсягом допоміжних робіт (риття траншей поблизу будівель, чистка каналів та ін.) Ці трактори, як правило, не мають кабіни та їх часто постачають гідрооб'ємними трансмісіями, що полегшують керування трактором, а також дозволяють забезпечити різні компонувальні схеми.

2.4 Промислові модифікації сільськогосподарських тракторів [2]

Умови роботи промислових тракторів з дорожньо-будівельним обладнанням характеризуються:

– циклічністю, значними амплітудами коливань тягового навантаження;

– буксуванням до повної зупинки трактора;

– відсутністю технологічних обмежень по максимальному типорозміру трактора. Такі трактори весь термін їхньої служби працюють з одним (двома) видами змонтованого на них устаткуванням.

Схема навантаження промислового трактора загального призначення, що агрегатується з бульдозером, або трактора-навантажувача відрізняється від схеми навантаження сільськогосподарського трактора. Під час створення промислових модифікацій сільськогосподарських тракторів доводиться долати ряд суперечливих вимог.

Прикладом промислових модифікацій гусеничних сільськогосподарських тракторів можуть служити трактори ДТ-75МР, ДТ-75МП і Т-4АП2. Зберігаючи в загальних рисах компоновку базових тракторів, ці трактори відрізняються від них наявністю силового капота (ДТ-75МП) або спеціальних кронштейнів для установки гідроциліндрів бульдозера, гідроприводу підвищеної продуктивності, коробки передач, що забезпечує підвищене тягове зусилля, посиленою конструкцією механізмів повороту і кінцевих передач.

Сільськогосподарські гусеничні трактори за кордоном створюють як спеціальні сільськогосподарські модифікації промислових тракторів.

Так, фірма «Катерпиллар» випускає трактори чотирьох моделей BD4DSA, D5SA, D6SA і D7SA (SA – спеціальне використання). Фірма «Комацу» – п’яти моделей серії «Farm», фірма «Fiat-Allis» («Фіат-Аллис») – три моделі 8-ВТА, 40 СТА, 14-СТА. Компоновки цих тракторів аналогічні компоновкам базових моделей. У них відсутній силовий капот, встановлені очисник повітря і подовжена випускна труба для забору повітря з менш запиленої зони. Вони мають тільки механічну трансмісію і

спеціальне універсальне пристосування для навішування сільськогосподарських знарядь.

Трактори з колісним рушієм виконуються тільки як промислові модифікації базових сільськогосподарських тракторів і відрізняються від них більшою масою, більшою потужністю двигуна (у ряді випадків), збільшеною вантажопідйомністю коліс і зменшеним діапазоном регулювання колії. У цих тракторів збільшена міцність ряду несучих деталей, в першу чергу, рами і переднього моста, введені приєднувальні місця для навісного обладнання. Навісне обладнання монтують на додатковій рамі або на спеціальному порталі, виконаному разом з рамою.

2.5 Розподіл тракторів за видами агрегатування і призначенням [2]

2.5.1 Агрегатування гусеничних тракторів

Трактори різного призначення займають неоднакове місце у виробничій програмі та парку машин, як в нашій країні, так і за кордоном. У країнах колишнього союзу виготовляють, в основному, гусеничні трактори загального призначення, в США і Японії – гусеничні трактори загального призначення, промислові (в основному вантажні) модифікації сільськогосподарських тракторів і колісні трактори-навантажувачі.

Промислові трактори загального призначення агрегатують з обладнанням різних видів (рис. 2.8):

– бульдозером;

– розпушувачем;

– причіпним скрепером, корчувателем, кущорізом, буром, буром-стовпоставом;

– подовжувальним котком.

Крім того, на базі зазначених чинників створюють спеціальні модифікації, призначені для роботи з одним видом навісного обладнання.

При визначенні основних видів агрегатування необхідно враховувати два фактори:

– кількість машин в експлуатації;

– складність і специфічність вимог, що пред’являються до конструкції трактора при наявності обладнанням, що навішується.

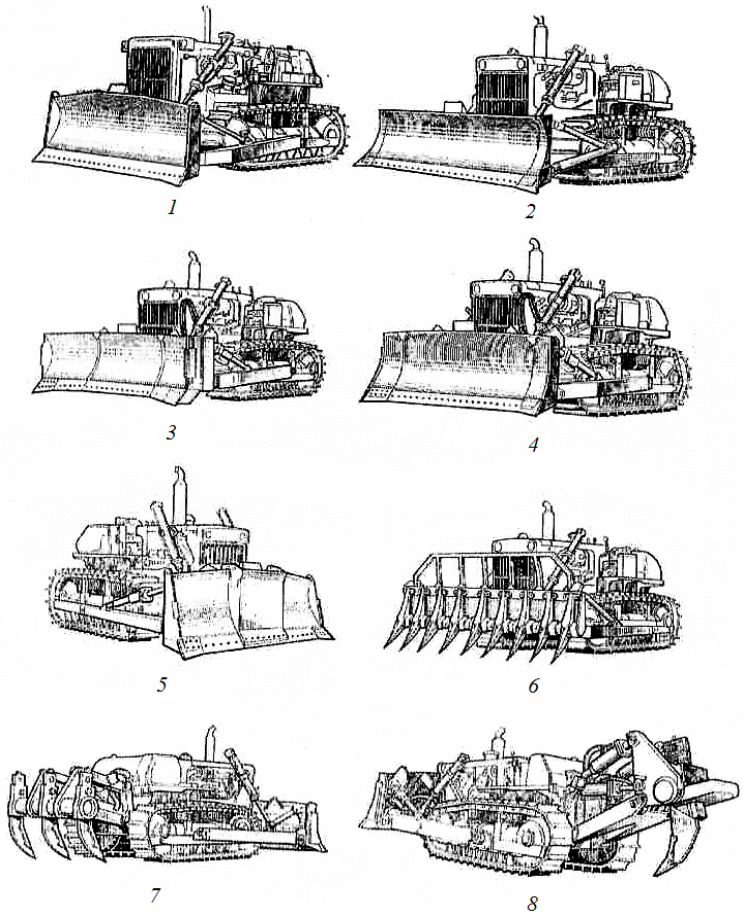


Рисунок 2.8 – Схеми гусеничних тракторів загального призначення, що агрегатуються з обладнанням: *1* – бульдозер з прямим відвалом; *2* – бульдозер з універсальним відвалом; *3* – бульдозер з напівсферичним відвалом і гідроперекосом; *4* – бульдозер з прямим відвалом і гідроперекосом; *5* – штовхач; *6* – корчувателъ; *7* – багатостійковий розпушувач; *8* – одностійковий розпушувач

Незважаючи на велику кількість видів обладнання, що агрегатується з промисловими тракторами, абсолютну більшість тракторів постачають і експлуатують усього з трьома–п’ятьма видами обладнання. У країнах СНД випускають близько 76%

гусеничних тракторів з п’ятьма видами обладнання: бульдозером, навантажувачем, корчувателем, причіпним скрепером і грейдером. У США 89% випущених промислових тракторів агрегатують з трьома видами обладнання: бульдозером, навантажувачем і скрепером.

Агрегатування промислових тракторів залежить також від типу ходової частини і тягового класу трактора. Найбільш універсальні трактори невеликої та середньої потужності. У міру збільшення потужності зростає спеціалізація тракторів.

Гусеничні трактори масою до 5 т агрегатують з бульдозером, навантажувачем, плугом відвальним, лущильником.

Трактори масою 6–10 т найбільш універсальні, крім обладнання перерахованих видів вони агрегатуються з розпушувачем, трубоукладачем, глубокорозпушувачем, скрепером.

На трактори масою понад 10 т навішують сільськогосподарське обладнання.

На трактори масою понад 30 т не встановлюють навантажувач, трактори масою понад 40 т агрегатуються тільки з бульдозером і розпушувачем.

Промислові модифікації колісних сільськогосподарських тракторів у США, що мають масу до 7 т, використовують з фронтальним навантажувачем, екскаватором, бульдозером, скрепером, буром і обладнанням інших видів.

2.5.2 Агрегатування колісних МТА на основі МЕЗ

Порівняні тягові показники МТА на прикладі тракторів МТЗ-142 і МЕЗ-200 наведено в таблиці 2.1.

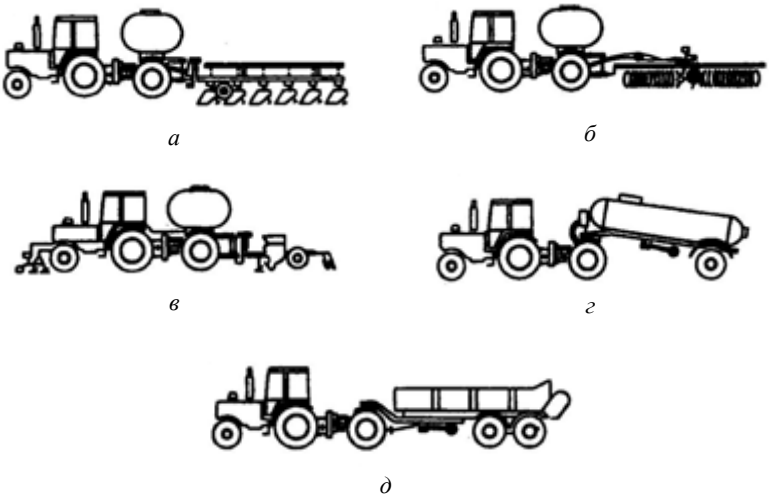
Таблиця 2.1 – Порівняльні тягові показники тракторів МТЗ-142 і МЕЗ-200

Тяговий показник	МТЗ-142	МЕЗ-200
Потужність двигуна, кВт	134,2	134,2
Експлуатаційна маса, кг	5340	8085
Максимальне значення тягової потужності, кВт	79,3	84
Максимальне значення умовного тягового ККД	0,591	0,626
Сила тяги при буксуванні: 15% 30%	22 28	34 44

Агрегатування колісного трактора МТЗ-142 і МЕЗ-200 приведено на рисунках 2.9 і 2.10 [1].

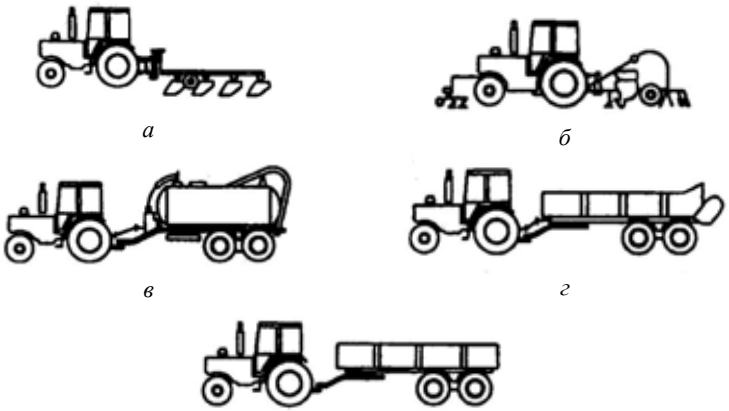
При однаковій потужності енергетичного засобу (134,2 кВт) МТА модульного типу на основі МЕЗ агрегатують з більш високопродуктивними машинами, призначеними для трактора тягового класу 3.

Продуктивність МТА на основі МЕЗ вища завдяки більш повному використанню потужності двигуна через ведучі колеса ТТМ. Крім того, вантажопідйомність тягово-технологічного модуля дозволяє встановлювати більші ємності для технологічного матеріалу, чим трактор.



а *б* *в* *г* *д*

Рисунок 2.9 – Агрегатування МЕЗ-200 з транспортно-технологічним модулем: *а* – з шістюкорпусним плугом і ємністю для технологічних матеріалів; *б* – з важкою дисковою бороною БДТ-7 і ємністю для технологічних матеріалів; *в* – з широкозахватним культиватором-рослиноживильником, з ємністю для технологічних матеріалів на ТТМ і буряковою сівалкою ССТ-18Б; *г* – з машиною для внесення пиловидних добрив; *д* – з машиною для внесення органічних добрив (вантажопідйомність 15 т)



а *б* *в* *г* *д*

Рисунок 2.10 – Агрегатування енергетичного модуль-трактора МТЗ-142: *а* – з навісним чотирикорпусним плугом; *б* – з культиватором КРЩ-8,1, підкормщиком ПОУ-1200 і буряковою сівалкою ОСТ-18Б; *в* – з розкидувачем органічних добрив РЖТ-8; *г* – з напівпричепом-розкидувачем органічних добрив ПРТ-10; *д* – з напівпричепом

Перелік посилань

1. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М. : Колос, 2004. 504 с.

2. Гинзбург Ю. В. и др. Промышленные тракторы. М. : Машиностроение, 1986. 629.114.2 Г49.

3. Эксплуатационно-технологические показатели МЭС. https://studref.com/350981/tehnika/ekspluatatsionno_tehnologicheskie_pokazateli.

Запитання для самоперевірки знань

1. Що покладено в основу компонувальних схем тракторів різного призначення?

2. Які ознаки виділяють компоновку колісного трактора класичної схеми?

3. Що розуміють під технологічним простором у схемі компонування трактора?

4. Що собою являє модульний енерготехнологічний засіб?

5. Наведіть особливості компонування трактора, складові частини якого наведені на рисунку 2.3.

6. За рахунок якого елемента конструкції ходової частини можливо збільшити базу трактора-навантажувача в порівнянні з базою трактора загального призначення?

7. За яким способом повороту виконуються трактори-навантажувачі?

8. Перелічіть види обладнання, з якими можуть агрегатуватися гусеничні трактори загального призначення.

9. За якими ознаками відрізняється агрегатування МЕЗ-200, який наведений на рисунку 2.9 *а* і *д?*

10. За якими ознаками відрізняється агрегатування МТЗ-142, який наведений на рисунку 2.9 *б* і *г?*

3 ТРАКТОРНІ ДВИГУНИ

3.1 Тракторні двигуни: призначення, класифікація, вимоги, технічний рівень

Енергетичною установкою сучасного трактора є дизельний двигун, який достатньо економічний і з прийнятими експлуатаційними показниками. Під час здійснення робочих процесів в циліндрах двигуна від сил тиску газів, які виділяються при згоранні дизельного палива, змішаного з повітрям, на радіусі кривошипа від кінематичної ланки «поршень→палець→шатун» створюються обертальні моменти, які у відповідності з порядком роботи двигуна підсумовуються на маховику:

$$M_k = \sum_{i=1}^{n} M_{k_i} ,$$

де i – кількість циліндрів. За відповідними частототами обертання колінчастого валу, обертальні моменти формують вихідну ефективну потужність $N_e=M_k \cdot \omega$.

Підвищення потужності дизелів здійснюється за рахунок:

– збільшення кількості циліндрів та їх робочого об'єму;

– поліпшення процесу впорскування палива, сумішоутворення та згорання;

– застосування турбонаддуву з проміжним охолодженням повітря.

Застосуванням паливної апаратури з електронним керуванням досягається автоматичне пристосування двигунів до змін навантаження, можливість зміни кута впорскування палива залежно від умов роботи.

Аналіз конструкцій двигунів тракторів засвідчує про наступне. Тракторні дизелі мають, головним чином, рідинне охолодження, більшість з них виконані рядними. Серед рядних переважають шестициліндрові, а серед V-подібних – восьмициліндрові з кутом розвалу циліндрів 90°. Дизелі з турбонаддувом складають переважну більшість загальної кількості. Усереднена швидкість руху поршня – 9,6 м/с [1].

У досить великій кількості моделей тракторів застосовані як базові дизельні двигуни, які відносяться до більш ранніх років випуску, наприклад, це двигуни А-41, А-01М, Д-65, Д-240Л, Д-260, СМД-14, СМД-60, ЯМЗ-240 та інші, так і цілий ряд дизельних двигунів, розроблених на їх основі в сучасних умовах розвитку тракторної промисловості.

Для пуску тракторних двигунів може бути застосовано додатковий пусковий двигун або система електропуску.

В якості пускових двигунів використовуються, наприклад, двигуни:

• одноциліндрові, двотактні:

– ПД-8М з повітряним охолодженням, N_e=5,1 КВт для двигунів Д-37Е-С2, Д-144;

– ПД-10У, ПД-10УД, П-10УД з водяним охолодженням, N_e=7,3 КВт для двигунів Д-50Л, Д-65Л, СМД-14, Д-240Л;

• двоциліндрові:

– П-23М (чотиритактний), П-700 (двотактний) для двигунів Д-130, Д-160.

Мінський тракторний завод випускає двигуни:

– Д-241, 242, 243 рядні, чотирьохциліндрові, рідинного охолодження, з вільним впуском повітря;

– Д-245 рядний, чотиритактний, рідинного охолодження з газотурбінним наддувом;

– Д-260 шестициліндровий, рядний, чотиритактний, рідинного охолодження, з газотурбінним наддувом;

– Д-260.7С шестициліндровий, рядний чотиритактний, рідинного охолодження, з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням наддувочного повітря та ін.

Володимирський моторно-тракторний завод випускає двигуни:

– Д-120 (двохциліндровий), Д-144 (чотирьохциліндровий) чотиритактні, повітряного охолодження та інші: Д-130, Д-130Т, Д-145Т.

Челябінський тракторний завод випускає двигуни:

– Д-180 чотиритактний, чотирьохциліндровий, рядний, багатопаливний;

– 6М366 чотиритактний, V-подібний, шестициліндровий, рідинного охолодження з турбонаддувом та ін.

Харківський завод «Серп і молот» раніше випускав двигуни СМД, наприклад, СМД-62/63 – шестициліндровий, V-подібний, рідинного охолодження з турбонаддувом, з безпосереднім уприскуванням палива, встановлюється на колісні сільськогосподарські трактори Т-150К, Т-151К і промисловий трактор Т-158 та ін.

Переважна більшість потужних зарубіжних тракторів Case IH, Cummins, Deutz, John Deere та інші оснащені сучасними шестициліндровими вузькими рядними дизелями (рідинного охолодження, із турбонаддувом і проміжним охолодженням наддувочного повітря) в широкому діапазоні потужностей – від 81 до 393 кВт. Причому більше половини двигунів, розроблених останніми роками, мають по чотири клапани на циліндр і обладнані ефективною електронною системою уприскування палива Common Rail, що поліпшує їх робочі характеристики. Багато зарубіжних двигунів мають збільшений, до 40% і більше, запас обертального моменту, відповідають чинним жорстким екологічним нормам Tier III (норми США, відповідні європейським нормам Stage III) з викидів шкідливих речовин із відпрацьованими газами. Їх мінімальна питома витрата палива знижена в середньому до 195–215 г/кВт·год, а витрата оливи на чад – до 0,2% від витрати палива. При цьому зовнішня характеристика двигуна має «ділянку» сталої потужності при зниженні кутової швидкості колінчастого вала на 35–40% (до 1400–1800 хв$^{-1}$). У багатьох двигунів на цій ділянці максимальна потужність їх перевищує номінальну на 7–12%. З метою економії пального всі ведучі виробники використовують ефективні щодо якісного сумішоутворення багатосоплові форсунки, впускні канали та клапани, що закручують потік повітря, подвійну кількість клапанів на циліндр тощо, а також удосконалені форми камер згорання у головці поршня [2].

Низький рівень токсичності випускних газів поряд з високим рівнем паливної економічності та сприятливими пусковими якостями при низьких температурах забезпечуються у сучасних двигунах робочим процесом (М-процес), розробленим фірмою «МАН» (Німеччина). Його найважливішими елементами є сферична камера у поршні та гвинтовий впускний канал у головці, які створюють інтенсивне завихрення повітря у камері

згорання при впорскуванні палива. В результаті вдосконалення з'явився ХМ-процес, при якому впускна система працює з підвищеною інтенсивністю вихра за рахунок використання хвильових явищ. Характерною особливістю сучасних тракторних дизелів є зниження частоти обертання колінчастих валів до 2000...2300 $хв^{-1}$, що забезпечує підвищення ресурсу. Таким шляхом фірма «Катерпіллер» (США) підвищила термін служби до капітального ремонту двигунів на 30% і зменшила шумність на 8 дБ [1].

Застосування замість механічного регулятора подачі палива електронного мікропроцесора з електрогідравлічним або електромеханічним приводом рейки паливного насоса, що впроваджується фірмами «Дойц» (Німеччина), «Джон Дір» (США) та іншими, автоматизує керування дизелем і підвищує економічність роботи. Від показників паливної економічності двигунів істотно залежить енергомісткість виконання сільськогосподарських робіт, що важливо за умов постійного зростання вартості виробництва енергоносіїв, їх дефіциту [1].

Одним із шляхів вирішення проблеми втрат тепла двигунами з випускними газами та в системі охолодження вважається використання керамічних матеріалів, що дозволить [2]:

– досягти повного згорання не тільки дизельного палива, але й мазуту, вугілля тощо;

– істотно спростити (а в перспективі – усунути) систему охолодження за рахунок невеликого нагрівання керамічних поверхонь відповідних деталей;

– зменшити конструктивну масу двигунів.

Сучасні тракторні двигуни повинні мати:

– високу економічність, надійність, довговічність;

– можливо менші габаритні розміри і масу,

– безвідмовний пуск при різних умовах навколишнього середовища;

– мінімальну токсичність відпрацьованих газів.

Конструкція цих двигунів повинна бути технологічною і, по можливості, простою, щоб полегшувати технічне обслуговування під час експлуатації.

Висока економічність двигуна забезпечується, насамперед, мінімальними питомими витратами палива і мастильного

матеріалу на різних експлуатаційних навантаженнях, особливо близьких до номінальних.

Надійність і довговічність двигуна багато в чому залежать від якості обраних матеріалів, точності виготовлення деталей та від дотримання всіх правил технічної експлуатації.

Крім того, конструкцією повинні бути передбачені можливості швидкого і зручного розбирання та збирання всіх відповідальних деталей двигуна. Специфічність технології виробництва двигунів і підвищені вимоги до їх якості при всезростаючому масштабі виробництва привели до створення спеціалізованих моторних заводів. Особлива увага при цьому приділяється уніфікації складальних одиниць і деталей двигунів.

Тракторні двигуни мають характерні особливості використання, які обумовлені високим завантаженням і циклічністю режиму роботи.

За паливною економічністю, питомою масою та іншими показниками, які характеризують рівень конструктивного вдосконалення, сучасні тракторні двигуни, наприклад, Deutz (застосовуються на тракторах «Кировец», ХТЗ.), Perkins (дизельні та газові двигуни, що встановлюються на тракторах Foton, YTO, JCB, Farmtrac, МТЗ та ін.), Kubota і JohnDeere, А-41СИ, А-01МКСИ, А-01МСИ, Д442-52, Д 442-59, Д-3045, Д-442 ВСИ Алтайського моторного заводу (Російська Федерація) та інші, значно перевершують попередні моделі, наприклад, такі як СМД-60, СМД-62, СМД-66 та ін.

Перспективним є подальше вдосконалення конструкцій тракторних двигунів за рахунок підвищення енергонасиченості і економічності, надійності і довговічності шляхом використання прогресивної технології виготовлення основних деталей і зниження матеріаломісткості комплектуючих агрегатів, таких як турбокомпресор, паливні та масляні насоси і фільтри, очищувачі повітря тощо.

Застосування та вдосконалення турбонаддува на тракторних дизелях забезпечують приріст ефективної потужності на 35–67% (табл. 3.1).

Накопичено великий досвід з експлуатації тракторних дизелів повітряного охолодження. Близько мільйона дизелів повітряного охолодження Володимирського тракторного заводу

експлуатуються в сільському господарстві. Для тракторів великої потужності на Волгоградському моторобудівельному заводі (Російська Федерація) у свій час було створено V-подібний дизель повітряного охолодження.

Ознаки класифікації тракторних двигунів наведені на рисунку 3.1 [5].

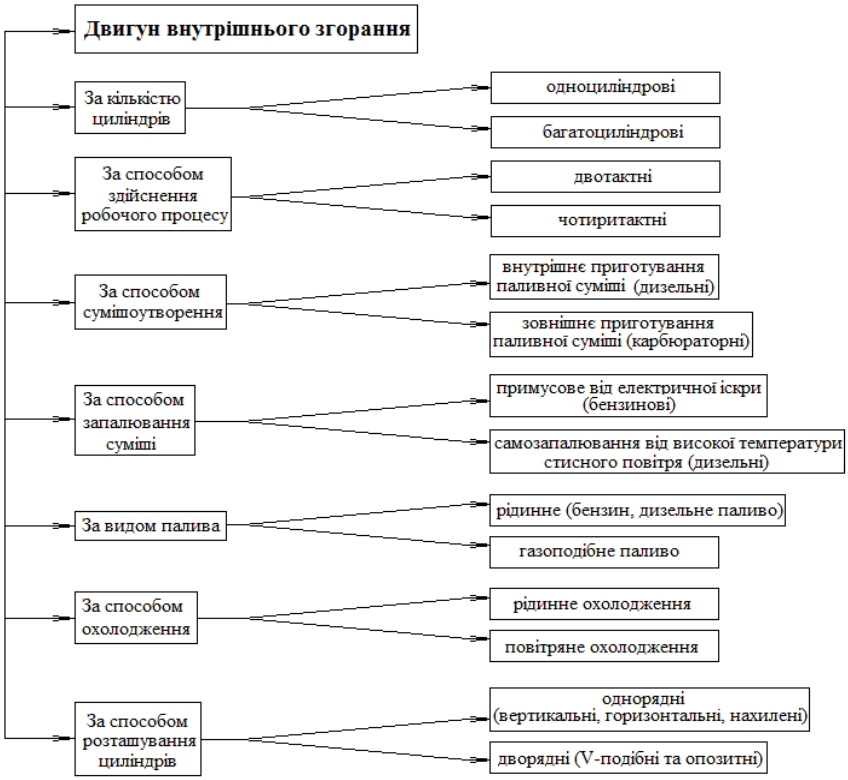


Рисунок 3.1 – Схема класифікації ДВЗ тракторів

Геометричні показники, показники потужності та економічні параметри деяких базових моделей тракторних двигунів приведені в таблиці 3.1 [4, 11, 12].

Таблиця 3.1 – Параметри тракторних двигунів

Марка двигуна	V_h, л	Схема, розмірність (DxS)	Номінальна потужність, кВт			n, хв$^{-1}$	$N_л$, кВт/л	p_e, МПа	$G_{пит.}$, кг/кВт	g_e, г/кВт·ч	Марка трактора
			без наддуву	з наддувом	з наддувом та охолод. над. пов.						
Д-160	13,6	4Р, 145х205	–	–	125	1250	9,19	0,88	16,04	245	Т-130С
Д-01М	11,15	6Р, 130х140	99,3	–	–	1700	8,91	0,63	10,88	245	Т-4А
А-41	7,43	4Р, 130х140	69,2	–	–	1750	9,31	0,64	13,44	252	ДТ-75МВ
А-41Т	7,43	4Р, 130х140	–	93,4	–	1750	12,57	0,86	8,97	238	ДТ-75МНВ
СМД-60	9,15	6V, 130х115	117,6	–	–	2000	12,85	0,77	7,91	252	Т-150
СМД-62	9,15	6V, 130х115	–	128,6	–	2100	14,05	0,8	7,3	245	Т-150К
СМД-66	9,15	6V, 130х115	–	–	128,6	1900	14,05	0,89	7,3	238	ДТ-75С
СМД-80	12,2	8V, 130х115	–	–	194,8	2100	15,97	0,91	5,44	238	Т-150М
Д-240	4,75	4Р, 110х125	56,6	–	–	2200	11,92	0,65	7,0	252	МТЗ-80
Д-240Т	4,75	4Р, 110х125	–	77,2	–	2200	16,25	0,89	5,7	245	МТЗ-100
Д-144	4,15	4Р, 105х120	39	–	–	1800	9,4	0,63	8,59	252	Т-40М
ЯМЗ-240	22,3	12V, 130х140	265	–	–	2100	11,88	0,68	5,8	227	К-700
ЯМЗ-240Н	22,3	12V, 130х140	–	368	–	2100	16,5	0,94	4,4	227	К-701
Д-260.1	7,12	6Р, 110х125		144		2100	20,2	–	–	220	Т-150КС
ЯМЗ-536	6,65	6Р, 105х128	–	-	229	2300	34,43	–	–	194,5	ХТЗ-243К.20.
Дойц BF6 M1013FC	7,2	6Р, 108х130	–	201	–	1500	29,9	–	–	–	МТЗ 3022 ДЦ, 2822 ДЦ
Д-180	14,48	4Р, 150х205	103-132			1070-1250	7,11-9,11	–	–	218	Т-170, Б10

3.2 Система змащування

Надійність і довговічність двигуна в значній мірі залежать від досконалості системи змащування та якості застосовуваної моторної оливи. При цьому мають велике значення оптимізація ємності системи і продуктивності масляного насоса, спосіб і кількість подаваної оливи до тертьових пар для змащування і охолодження, число і місце розміщення клапанів управління тиском оливи, способи вмикання агрегатів очищення і охолодження оливи [3, 4].

Система змащування з мокрим картером (рис. 3.2) отримала переважне поширення в конструкції сучасних тракторних двигунів.

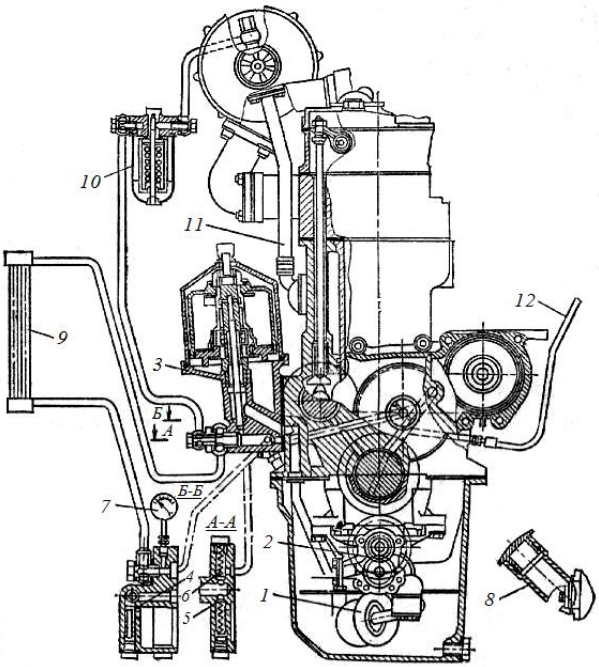


Рисунок 3.2 – Схема системи змащування дизеля Д-240Т: *1* – приймач моторної оливи; *2* – насос; *3* – відцентровий фільтр; *4, 5* і *6* – запобіжний, зливний, радіаторний (редукційний) клапани; *7* – манометр; *8* – горловина для заливу моторної оливи; *9* – радіатор; *10* – фільтр турбокомпресора; *11* – зливний трубопровід; *12* – трубопровід підведення оливи до компресора пневматичної системи

Це пояснюється її простотою, малими габаритними розмірами і прийнятними умовами експлуатації. Мокрі картери мають глибокі резервуари для моторної оливи і перегородки-заспокоювачі. З метою зниження утворення піни в них встановлюють піногасники, що представляють собою металеву сітку або перфорований лист, що закриває верхню частину піддону.

В системі з мокрими картерами переважне поширення набули нагнітаючі односекційні насоси. Однак широко застосовуються і двосекційні насоси, в яких є додаткова секція для прокачування моторної оливи через повітряно-масляний теплообмінник і подачі його на центрифугу, або тільки для прокачування оливи через повітряно-масляний теплообмінник (двигуни ЯМЗ, СМД та ін.).

Деякі зарубіжні фірми також застосовують двосекційні насоси нагнітаючого типу, де додаткова секція призначена для подачі оливи на охолодження поршнів.

Система змащування двигуна ЯМЗ-238НБ трактора «Кировец» К-700 наведено на рисунку 3.3 [10]. В системі передбачена подвійна фільтрація оливи. Основним фільтром, що перепускає оливу, яка йде до вузлів тертя, є сітчатий фільтр грубого очищення *9*. Тонке очищення оливи здійснюється у відцентровому фільтрі *11* – це близько 10% оливи, яка циркулює у системі. Цей фільтр включено в систему паралельно головної масляної магістралі двигуна.

Для підтримки необхідного температурного режиму в системі змащування передбачено трубчасто-ребристий сталевий масляний радіатор, в який олива поступає по системі трубопроводів з радіаторної секції масляного насоса *3*.

Системи змащування із сухим і напівсухим картером застосовують, головним чином, у двигунах спеціальних машин з горизонтальним розташуванням циліндрів, а також для автомобілів, що експлуатуються у важких дорожніх умовах зі значними поздовжніми нахилами. У таких системах встановлюють насоси з додатковими перекачувальними секціями, що обумовлено необхідністю забезпечити роботу нагнітаючого насоса без підсосу повітря. Загальна продуктивність

перекачувальних секцій зазвичай в два рази більше продуктивності нагнітаючої [3, 4].

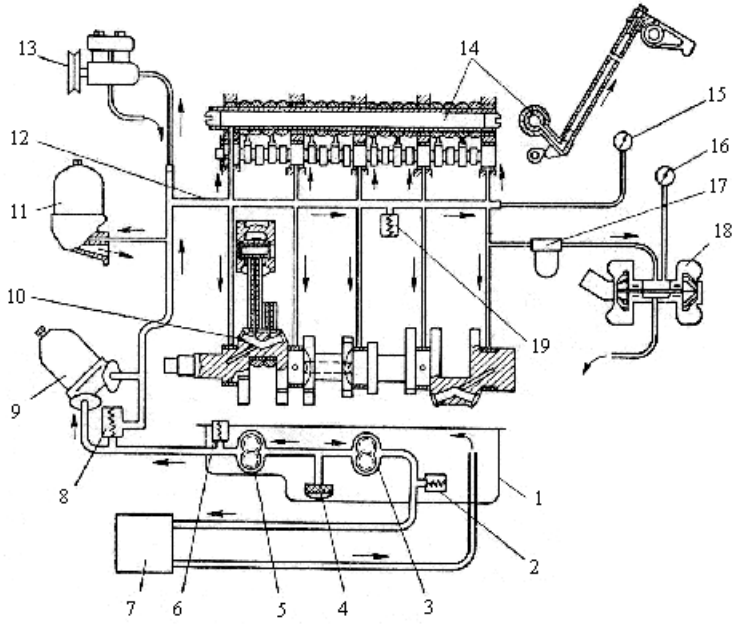


Рисунок 3.3 – Схема системи змащування двигуна ЯМЗ-238НБ:
1 – масляний піддон; *2* – запобіжний клапан радіаторної секції; *3* – радіаторна секція масляного насоса; *4* – збірник моторної оливи; *5* – основна (нагнітальна) секція масляного насоса; *6* – редукційний клапан; *7* – масляний радіатор; *8* – перепускний клапан фільтра грубого очищення оливи; *9* – фільтр грубого очищення оливи; *10* – порожнина у шатунних шийках колінчастого валу; *11* – фільтр відцентрового очищення оливи; *12* – центральний масляний канал; *13* – компресор пневматичної системи; *14* – вісь штовхачів; *15* – приймач покажчика тиску оливи у центральному масляному каналі; *16* – приймач покажчика тиску оливи в корпусі підшипників турбокомпресора; *17* – масляний фільтр турбокомпресора; *18* – турбокомпресор; *19* – зливний клапан масляної магістралі

Ємність мастильної системи сучасних двигунів залежить від розташування циліндрів, потужності і робочого об'єму, ефективності системи охолодження, якості оливи і палива, а також від величини і методу компенсації витрати оливи. Питома ємність знижується з використанням V-подібного розташування

циліндрів замість рядного, збільшенням потужності двигуна, підвищенням ефективності системи охолодження оливи, а також при забезпеченні малої витрати моторної оливи на вигар.

Низький тиск оливи в системі змащування може привести до порушення умов рідинного тертя в підшипниках ковзання двигуна, а також до значного зростання їх температури, в результаті чого можливий інтенсивний знос пар тертя і схоплювання їх поверхонь. Для кожного двигуна існує свій оптимальний тиск оливи в системі, який залежить від типу двигуна, його конструктивних особливостей, режимів роботи і умов експлуатації.

Повне усунення запізнювання надходження оливи до тертьових пар двигуна в пусковий і післяпусковий періоди його роботи досягається застосуванням маслозакачуючих насосів з приводом від стороннього джерела.

Олива в системі сучасного двигуна, крім функції змащування, все більше набуває функцію охолодження деталей, особливо в двигунах з турбонаддувом.

Якщо в двигунах без наддуву на номінальному режимі роботи до моторної оливи відводиться 1,5–4,5% від загальної кількості тепла, що виділяється при згоранні палива, то в дизелях з наддувом при використанні примусового масляного охолодження поршнів ця величина досягає 10% і більше.

Висока теплонапруженість сучасних дизелів обумовлює широке застосування в них примусового охолодження оливи. Для цієї мети використовують масляні теплообмінники рідинного і повітряного охолодження.

За статистичними даними, близько половини всіх руйнувань підшипників двигунів відбувається через неякісне очищення оливи. Намітилася тенденція щодо збільшення термінів зміни оливи і періодичності обслуговування системи очищення при підвищенні надійності захисту пар тертя від зносу і утворення на деталях вуглецевих відкладень, яка висуває додаткові вимоги до очищення оливи.

Для якісної фільтрації оливи застосовують повнопотокові фільтри тонкого очищення зі змінними паперовими, картонними і іншими елементами, що фільтрують, а також повнопотокові центрифуги.

Центрифуги прості за конструкцією і ефективно видаляють з оливи абразивні частинки. Найбільш ефективні центрифуги з внутрішнім реактивно-активним гідравлічним приводом (безсоплові центрифуги), у яких немає непродуктивних витрат оливи на привід ротора, що становлять у реактивних центрифугах 20–30% подачі насоса.

Безсоплова центрифуга двигуна Д-240Т представлена на рисунку 3.2. Олива від насоса по трубці і каналах в блоці циліндрів надходить до каналу центрифуги, проходить через кільцевий канал і вихідні отвори в осі ротора в насадку. З насадки через щілини моторна олива викидається тангенціально, набуває обертальний рух, проходить через вхідні отвори в корпусі ротора у внутрішній стакан, при цьому відбивним буртом корпусу ротора прямує вгору і проходить зону очищення. Вміщені в оливі продукти старіння і зношування під дією відцентрових сил обертового ротора відкладаються на внутрішніх стінках склянки ротора. Очищена олива, проходячи під тиском через тангенціальні отвори у верхній частині колонки корпусу ротора у внутрішню проточку ротора, створює реактивну силу, яка обертає ротор. Далі через радіальні отвори в осі ротора по центральній трубці і каналах в корпусі центрифуги олива надходить в головну магістраль двигуна.

У дизелях знаходять широке застосування також комбіновані системи, що складаються з повнопотокового фільтру з тонкістю очистки 25 мкм і частковопотокового фільтра з тонкістю очистки 5 мкм і менше. Це викликано тим, що у дизелів в результаті неповного згорання палива до оливи надходить велика кількість сажі, яка має високу питому поверхню і практично не вловлюється повнопотоковими фільтрами, але, накопичуючись в оливі, істотно підвищує його в’язкість, що погіршує прокачуваність оливи та його теплопередачу.

Дослідження показали, що найефективніший спосіб видалення сажі з оливи – відцентровий спосіб очищення оливи (по тонкощі очищення оливи центрифуги еквівалентні фільтрам з тонкістю очистки 1–3 мкм). У нашій країні повнопотокові центрифуги з гідроприводом ротора застосовують на всіх тракторних дизелях.

На деяких зарубіжних тракторних дизелях застосовують повнопотокові фільтри з паперовими фільтруючими елементами, які зазвичай змінюють через 100–250 мото-годин роботи. Тому витрати, пов'язані із заміною фільтрів, мають більшу питому вагу в загальних витратах на технічні обслуговування.

Однак, якою б ефективною не була система очищення оливи в двигуні, вона не може захищати пари тертя, і, в першу чергу, підшипники колінчастого вала від забруднень, що потрапляють з каналів масляної системи, розташованих за повнопотоковим фільтром, після виготовлення або ремонту двигуна. Тому при виготовленні або після ремонту двигунів повинні бути забезпечені ретельне очищення та миття деталей. Особливо ретельно необхідно очищати канали, за якими олива під тиском підводиться до підшипників ковзання.

У ряді існуючих двигунів для запобігання шатунних підшипників від забруднень використовують відцентрові пастки – вільні порожнини шатунних шийок. Олива в цих порожнинах береться з середньої зони, звідки найважчі частинки видалені відцентровими силами. Однак ці пастки важко очищати в експлуатації.

3.3 Система охолодження

Головним напрямком у двигунобудуванні на сучасному етапі є підвищення ефективної потужності при найменшій масі і габаритних розмірах двигуна. Серйозна перешкода на цьому шляху – теплонапруженість основних деталей двигуна. Ця проблема може бути вирішена шляхом застосування жароміцних матеріалів та інтенсифікації відводу тепла від деталей, схильних до нагрівання. Застосування дорогих і дефіцитних матеріалів для виготовлення теплонапружених деталей тракторних двигунів з економічних і технологічних міркувань недоцільно, тому в даний час найбільшу увагу приділяють вдосконаленню системи охолодження з метою раціональної організації відведення тепла.

Висока економічність, надійність і довговічність форсованого двигуна можливі тільки при строго певному тепловому його стані.

Перегрів призводить до теплового розширення і можливій втраті рухливості деталей, коксуванню оливи, викривленню і

руйнуванню тарілок клапанів і головок циліндрів, погіршенню наповнення і виникненню детонації в карбюраторних двигунах. При переохолодженні погіршується сумішоутворення, утруднюється займання палива, збільшуються теплові втрати в охолоджуючу середу, зростають механічні втрати і спостерігається підвищений знос деталей циліндро-поршневої групи.

У тракторних двигунах застосовують системи рідинного і повітряного охолодження.

Найбільшого поширення набула система рідинного охолодження через те, що охолоджувальна рідина має більшу, ніж повітря, теплопровідність і теплоємність, забезпечує необхідну інтенсивність тепловідводу і, головне, забезпечує досить рівномірне температурне поле охолоджуваних деталей. Внаслідок цього рідинна система охолодження допускає більш високе форсування робочого процесу і забезпечує стабільний тепловий стан двигуна в широкому діапазоні його швидкісних і навантажувальних режимів роботи.

Ефективність системи рідинного охолодження підвищується зі збільшенням граничної температури охолоджуючої рідини, теплорозсіюваючої здатності радіатора, інтенсивності тепловідведення від теплонапружених деталей в охолоджуючу рідину і оцінюється масовими і габаритними показниками, а також витратами потужності на привід вентилятора і рідинного насоса.

Система охолодження двигуна ЯМЗ-238НБ наведена на рисунку 3.4 [9]. Система двигуна – рідинна, циркуляційна.

Під час роботи двигуна циркуляція охолоджуючої рідини утворюється водяним насосом *12* (рис. 3.4). З нагнітаючого патрубка насоса через канали у кришці шестерень рідина під тиском поступає у водяні рубашки правого і лівого рядів блоку циліндрів, а далі в головки циліндрів і збирається у водозбірних трубопровідах. У водяні рубашки головки циліндрів вода надходить по напрямним каналам, в першу чергу, до найбільш нагрітим поверхням – випускним патрубкам і стаканам форсунок.

Із водозбірних трубопроводів нагріта рідина подається через термостати *5* у радіатор *1*, де віддає тепло потоку повітря, яке утворюється вентилятором, після чого знову йде до водяного

насосу. Коли температура охолоджуючої рідини опускається нижче 70°С, термостати автоматично спрямовують весь її потік безпосередньо до водяного насосу, обминаючи радіатор. Для регулювання тиску в радіаторі в розширювальному бачку *2* встановлено пароповітряний клапан *3*. Паровий клапан відкривається при досягненні тиску у радіаторі до 1 кгс/см^2, а повітряний – при розрядженні в радіаторі на 0,04–0,08 кгс/см^2.

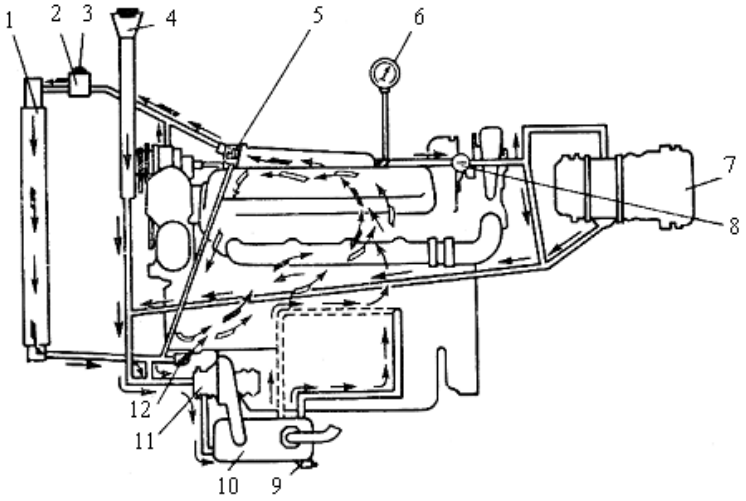


Рисунок 3.4 – Схема системи охолодження, передпускового обігріву і опалення ЯМЗ-238 НБ: *1* – радіатор; *2* – розширювальний бачок; *3* – пароповітряний клапан; *4* – заливна горловина системи передпускового прогріву; *5* – термостат; *6* – покажчик температури води двигуна; *7* – обігрівач кабіни; *8* – кран; *9* – зливний кран; *10* – котел передпускового обігріву; *11* – нагнітач системи передпускового обігріву; *12* – водяний насос

Незважаючи на певні переваги рідинного охолодження, так само застосовують в тракторних двигунах повітряне охолодження.

Повітряне охолодження більш придатне для дизелів, ніж для карбюраторних двигунів, так як при рівній потужності в систему охолодження у дизелів відводиться на 10–15% менше теплоти. Крім того, при підвищенні температури деталей, що утворюють камеру згорання, у дизелів поліпшується протікання процесу

згорання. У карбюраторних двигунах підвищення температури цих деталей збільшує ймовірність передчасного самозаймання робочого заряду і виникнення детонації.

Перевага дизелів повітряного охолодження – це велика надійність і менша трудомісткість обслуговування при експлуатації тракторів і автомобілів в екстремальних кліматичних умовах, в безводних і високогірних районах та на поганих дорогах. За статистичними даними відомо, що більше 20% експлуатаційних несправностей тракторних двигунів з рідинним охолодженням виникають через закипання або замерзання охолоджуючої рідини, появи течі, відкладення накипу, кавітаційного і корозійного пошкодження.

Система повітряного охолодження тракторних двигунів має порівняно просту конструкцію. Для забезпечення нормального теплового режиму застосовують високоефективні вентилятори.

Так, наприклад, система охолодження тракторного дизеля Д-144 складається з вентилятора, напрямного кожуха і дефлекторів. Застосовують вентилятор осьового типу з напрямним апаратом на вході охолоджуючого повітря і з клінопасовим приводом.

Сезонне регулювання теплового стану двигуна здійснюється дроселюванням повітряного потоку на вході у вентилятор за допомогою диска, що встановлюється в холодну пору року на направляючий апарат вентилятора. Крім того, масляний радіатор відключають перемикачем, розташованим на корпусі центрифуги.

На тракторному дизелі повітряного охолодження 8ДВТ-330 вентилятор подібної конструкції має шестерінчастий привід. За допомогою гідродинамічної муфти автоматично регулюється тепловий стан двигуна.

3.4 Системи очищення повітря і палива

Надійний захист циліндрів двигуна від попадання механічних частинок може бути досягнутий при застосуванні очисників повітря з коефіцієнтом пропуску пилу не більше 0,5% і системи фільтрації палива з тонкістю відсіву 3–5 мкм в дизелях і 15–20 мкм в бензиновых двигунах.

Очищувачі повітря за способом очищення повітря поділяються на п’ять типів:

– інерційно-масляні;

– з фільтруючими елементами, що змочуються оливою;

– з сухими фільтруючими елементами;

– сухі інерційні;

– комбіновані.

Найбільш ефективні очищувачі повітря сухого типу з паперовими фільтруючими елементами, які в даний час встановлюють на нові тракторні та автомобільні двигуни. На рисунку 3.5 зображена система живлення тракторного дизеля Д-240Т з двоступінчастим очищувачем повітря сухого типу.

Коефіцієнт пропуску пилу в очищувачі повітря сухого типу з паперовими фільтруючими елементами становить близько 0,3%, у той час як у інерційно-масляних очищувачах при роботі двигуна на швидкісних і навантажувальних режимах він досягає 4,5%.

Велике значення має тривалість або ресурс роботи очищувача і трудомісткість проведення технічних доглядів. Ресурс роботи оцінюють значенням гранично допустимого опору, який для тракторних очищувачів повітря приймається рівним 6,86 кПа (700 мм вод. ст.).

В умовах експлуатації очищувачі повітря з паперовими фільтруючими елементами обслуговують при досягненні гранично допустимого опору, реєстрованого індикатором забрудненості. Серійні очищувачі повітря інерційно-масляного типу через можливість віднесення оливи з пилом у циліндри двигуна повинні обслуговуватися раніше терміну досягнення гранично допустимого опору.

Очищувачі повітря з паперовими фільтруючими елементами практично забезпечують повне уловлювання частинок пилу розміром понад 1 мкм. Тому основна проблема при використанні таких очищувачів повітря – підвищення їх пилоємності. Це досягається, в основному, шляхом використання в якості попередньої ступені очищення інерційних очищувачів.

Одноступінчаті (без попереднього очищення) очищувачі повітря з паперовими фільтруючими елементами використовуються в двигунах легкових автомобілів і легких вантажівок.

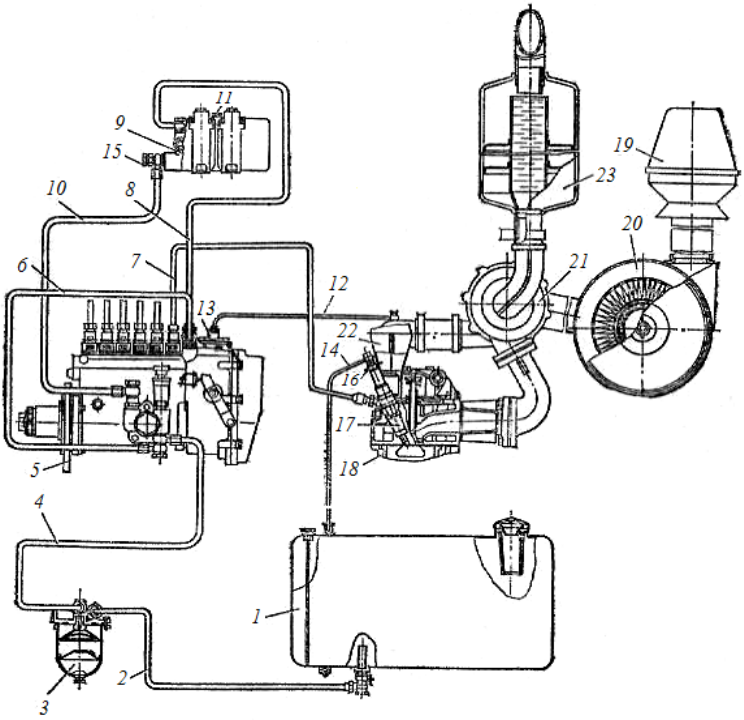


Рисунок 3.5 – Схема системи живлення дизеля Д-240Т: *1* – паливний бак; *2*, *4*, *6*, *8* і *10* – трубопроводи низького тиску; 3 – фільтр грубого очищення палива; *5* – паливний насос; *7* – паливопровід високого тиску; *9* – фільтр тонкого очищення палива; *11* – пробка спуску повітря; *12* і *13* – повітропідвідні трубка і пнемокоректор; *14* – зливний трубопровід; *15* – пробка зливу відстою палива; *16* – дренажний паливопровід; *17* – форсунка; *18* – головка циліндрів; *19* і *20* – перший і другий ступені повітряного фільтра; *21* – турбокомпресор; *22* – впускний колектор; *23* – глушник

Двоступеневі (перший ступінь моно- або мультициклони або інерційна решітка, друга – паперовий фільтруючий елемент) – в тракторних та автомобільних двигунах, що працюють при підвищеній запиленості повітря. Перший ступінь має пристрій

для автоматичного видалення пилу. У цьому випадку перший ступінь утримує до 95% пилу, знижує напруженість роботи паперового фільтруючого елемента і у багато разів збільшує термін його служби.

Так, система очищення повітря двигуна ЯМЗ-238НБ – суха, двоступінчаста, комбінована (рис. 3.6) [9].

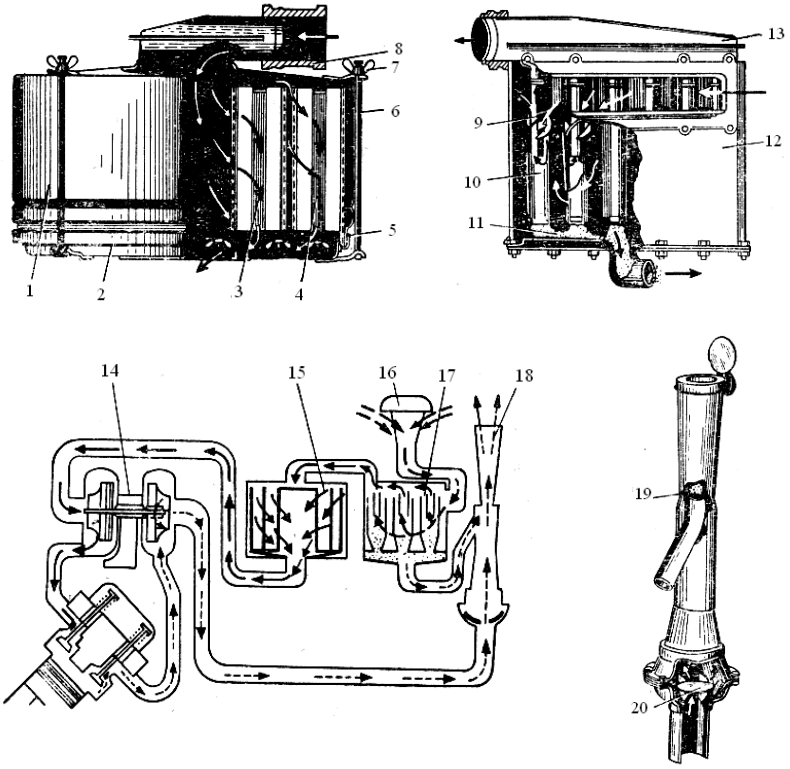


Рисунок 3.6 – Система очистки повітря двигуна ЯМЗ-238НБ:
1 – корпус; *2* – піддон; *3, 4* – касети; *5* – діафрагма; *6* – стяжка; *7* – гайка; *8* – патрубок; *9* – циклон; *10* – труба; *11* – бункер; *12* – кожух; *13* – кришка; *14* – турбокомпресор; *15* – очищувач повітря другої ступені; *16* – всмоктуюча трубка; *17* – очищувач повітря першої ступені; *18* – вихлопна труба; *19* – ежектор; *20* – крильчатка іскрогасника

Перша та друга ступені виконано незалежними конструктивними вузлами. Обидві ступені розміщені під капотом. Перша ступінь закріплена на нерухомій частині облицювання, друга – встановлена на двигуні.

Повітря, що всмоктується двигуном, поступає через трубу *16* в очищувач повітря першої ступені *17*, який складається з двох паралельно працюючих секцій, в кожній з них встановлено по 45 циклонів *9*.

Повітря, що проходить через спіралі циклонів, отримує обертальний рух, у наслідок чого частинки пилу відцентровими силами відкидаються до периферії і всмоктуються у вихлопну трубу. Відсмоктування газів здійснюється за рахунок ежектора *19*, що знаходиться у верхній частині вихлопної труби *18*. Очищене повітря поступає до очищувача повітря II ступеня *15*, який складається з двох комплектів фільтруючих елементів – касет *3* та *4*, що працюють паралельно. Кожна з чотирьох касет виготовлена з високопористого картону, оформленого у вигляді гофрованого циліндра у металевому каркасі. Очищене повітря надходить в турбокомпресор і під тиском 1,35–1,65 кгс/см^2 нагнітається в циліндри двигуна.

В системах живлення тракторних двигунів передбачена багатоступеневе очищення палива: попередня – у фільтрі паливного бака, груба – у фільтрах грубого очищення, остаточна – у фільтрах тонкого очищення (рис. 3.5).

Фільтри грубої очистки захищають паливопідкачуючий насос низького тиску від попадання в нього великих часток, завдяки чому підвищується надійність його роботи і збільшується термін служби фільтрів тонкого очищення. Тонкість відсіву в фільтрах грубого очищення в дизелях зазвичай становить від 15 до 80 мкм, в бензинових двигунах – 50...100 мкм.

Фільтр тонкого очищення – найбільш відповідальний вузол системи фільтрації палива, так як від нього багато в чому залежить надійність роботи паливної апаратури і двигуна в цілому. Найбільш поширений матеріал фільтруючого елемента тонкої очистки дизельного палива – високопористий папір, просочена смолами. Такий фільтр має відносно невелику вартість і забезпечує високу ефективність очищення палива. У карбюраторних двигунах через відсутність прецизійних

плунжерних пар не пред'являється високих вимог до тонкощі відсіву. Однак для захисту від інтенсивного зношування деталей циліндро-поршневої групи необхідно видаляти з палива частинки розміром вище 15...30 мкм.

3.5 Паливоподаюча апаратура дизелів [3]

В даний час на тракторних дизелях у більшості випадків застосовується паливна апаратура роздільного типу, що складається з багатоплунжерного або розподільного паливного насоса (додаток А) з механічним (кулачковим) приводом плунжера та із золотниковим регулюванням циклової подачі палива (по її кінцю), трубопроводу високого тиску і гідравлічно керованих форсунок. Така система подачі палива відрізняється простотою конструкції і зручністю регулювання подачі палива. Елементи сучасної система впорскування палива «Deutz Common Rail» наведені у дадотку В.

Профіль кулачка і розміри плунжера визначають закон подачі та кількість палива, що подається. Основна вимога до профілю кулачка зводиться до того, щоб він забезпечував закон руху плунжера, при якому за період затримки запалення в циліндр подавалася б мінімальна кількість палива, що необхідне для початку згорання. При цьому загальна тривалість впорскування палива повинна бути такою, щоб забезпечувалося найвигідніше протікання процесу згорання в цілому.

При змінах швидкісного режиму двигуна швидкість плунжера змінюється пропорційно кутової швидкості, що обумовлює залежність параметрів упорскування даної паливної апаратури від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Прагнення усунути залежність тиску уприскування палива від швидкісного режиму дизеля призвело до використання акумуляторних систем подачі палива, в яких функції створення високого тиску і дозування подачі палива розділені між насосами і дозатором. Однак серйозна перешкода до застосування паливної апаратури акумуляторного типу на цих двигунах – це необхідність розміщення розподільника для кожної форсунки в безпосередній близькості від неї. Це вимагає створення складного об'ємного кулачково-важільного приводу золотників, а також рейкової системи для регулювання подачі палива, що ускладнює

конструкцію двигуна. Інший недолік – наявність розгалуженої і великої за обсягом системи високого тиску, в якій складно забезпечити герметичність. У зв'язку із зазначеними недоліками паливна апаратура акумуляторного типу для тракторних та автомобільних двигунів поступається найбільш простим системам золотникового типу з кулачковим приводом плунжера.

Для підвищення економічності роботи дизеля в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, а також для поліпшення пускових якостей в даний час знаходять застосування пристрою для зміни кута випередження впорскування палива. На вітчизняних тракторних двигунах (СМД) встановлена автоматична муфта відцентрового типу, яка змінює кут випередження впорскування палива залежно від частоти обертання колінчастого вала.

Обмеження максимального швидкісного режиму, забезпечення стійкої роботи дизеля при мінімальній частоті обертання і створення при необхідності стійкого швидкісного режиму роботи в діапазоні від мінімальної частоти обертання холостого ходу до номінальної, досягаються шляхом використання різних типів регуляторів. Вони за методом регулювання поділяються на:

– однорежимні – обмежувальні;

– дворежимні;

– всережимні.

За способом створення зусилля для передачі на регулюючий орган паливного насоса регулятори поділяються на:

– механічні;

– пневматичні;

– гідравлічні.

Механічні регулятори [3]

Для забезпечення стійкої роботи на різних швидкісних і навантажувальних режимах в сучасних вітчизняних тракторних дизелях застосовують всережимні механічні регулятори прямої дії, в яких муфта відцентрового чутливого елемента переміщує кінематично пов'язаний з нею регулюючий орган насоса.

У різних умовах експлуатації тракторних двигунів велике значення має ступінь нерівномірності та ступінь нечутливості

системи регулювання. При зменшенні швидкісного режиму двигуна ступінь нерівномірності та ступінь нечутливості регулятора зростають. Зменшення ступеня нерівномірності при низькому швидкісному режимі досягається шляхом використання вантажів регулятора з пологою характеристикою, декількох пружин або пружини змінної жорсткості, вибором відповідного співвідношення зміни плеча приведення зусилля пружини до муфти регулятора та ін. Основний засіб зниження ступеня нечутливості регулятора – підвищення якості виготовлення деталей і збільшення відновлювальної сили (жорсткості пружини) регулятора.

Сучасний механічний регулятор прямої дії пройшов тривалий шлях розвитку і на даний час є компактним і надійним механізмом. Одночасно з розвитком і вдосконаленням механічних регуляторів прямої дії створюються інші типи регуляторів, позбавлених таких недоліків, як схильність до зношування тертьових поверхонь, наявність статичної помилки в міру зниження регульованого швидкісного режиму.

Точність регулювання можна підвищити, використовуючи регулятори непрямої дії, в яких орган регулювання переміщується сервомеханізмом. Сервомеханізм, у свою чергу, керується золотником, на який впливає чутливий елемент регулятора.

Пневматичні регулятори [3]

Розробка і вдосконалення конструкції пневматичних регуляторів, більша пристосованість їх до транспортних умов роботи привели до того, що їх випуск для транспортних дизелів збільшився до теперішнього часу до 30% від загального випуску регуляторів. Такі регулятори встановлюють на ряді зарубіжних тракторних дизелів (рис. 3.7). Вони значно компактніше механічних. Однак необхідність установки дросельної заслінки у впускному колекторі і, як наслідок, деяке зниження коефіцієнта наповнення двигуна стримує більш широке застосування пневматичних регуляторів на форсованих дизелях.

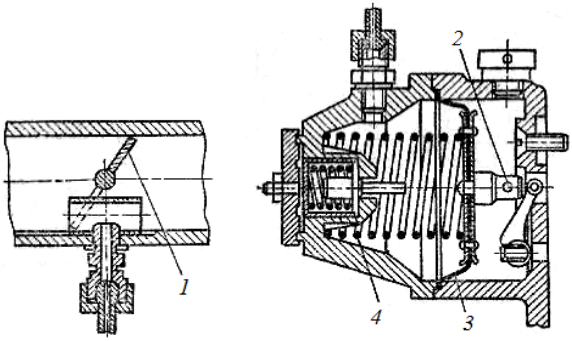


Рисунок 3.7 – Схема всережимного пневматичного регулятора:
1 – дросельна заслінка; *2* – шток діафрагми; *3* – мембрана; *4* – пружина

Гідравлічні регулятори [3]

Гідравлічні регулятори привертають до себе увагу порівняно простою конструкцією і меншою вартістю (рис. 3.8). Однак в умовах експлуатації вони не можуть забезпечити рівноцінної, в порівнянні зі звичайними механічними регуляторами, стабільності в роботі.

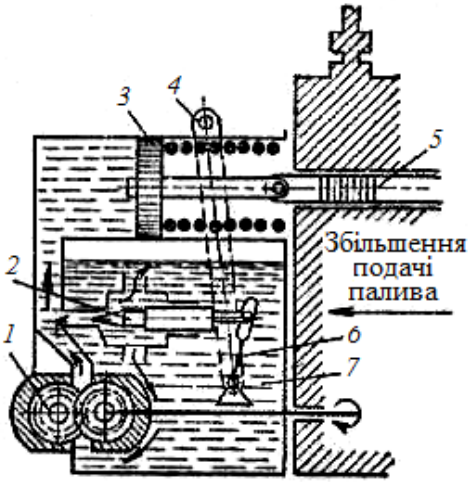


Рисунок 3.8 – Схема всережимного гідравлічного регулятора:
1 – шестерінчастий насос; *2* – голка; *3* – поршень; *4*, *6* – важелі; *5* – рейка паливного насоса; *7* – масляний резервуар

Обмежувачі димлення [3]

При форсуванні тракторного дизеля за допомогою турбонаддува виникає необхідність обмеження подачі палива на низьких швидкісних і перехідних режимах, оскільки через невідповідність витратних характеристик паливного насоса високого тиску і турбокомпресора на цих режимах дизель працює з підвищеною димністю. Це особливо характерно для режиму розгону, коли внаслідок інерції ротора турбокомпресора витрата повітря зростає із запізненням, а подача палива при цьому збільшена. Зниження димності на цих режимах може бути забезпечено шляхом коригування максимальної подачі палива по тиску наддуву.

На даний час існує безліч варіантів конструкцій коректорів з наддуву, розроблених різними фірмами.

Загальний принцип всіх таких коректорів зводиться до додавання до системи регулювання діафрагмової коробки, з'єднаної з впускним трубопроводом за турбокомпресором, і заміні жорсткого упору рейки паливного насоса на змінний, положення якого залежить від положення мембрани коректора, тобто від тиску наддуву.

Обмежувач димлення подібної конструкції, розроблений в ЦНДТІ, встановлюють на тракторний дизель СМД-66. Для забезпечення відповідності між подачею палива і кількістю повітря, що надходить в циліндр двигуна, регулятор паливного насоса НД-22/6 має обмежувач димлення (рис. 3.9), який зменшує повну подачу при недостатньому тиску наддуву, і тим самим знижує димлення дизеля на режимах розгону і в області низької частоти обертання колінчастого вала. Крім того, він оберігає двигун від аварії при відмовах турбокомпресора.

У корпусі обмежувача встановлена діафрагма, на яку, з одного боку, впливає пружина, а з іншого – повітря, що надходить з компресора через трубопровід.

Діафрагма *1* за допомогою штока *4* пов'язана з рухомим упором *5*, який впливає на важіль коректора *7*. У разі недостатнього тиску наддуву пружина *3* переміщує діафрагму *1* і впливом штока *4* на рухомий упор *5* обмежує хід важеля коректора в бік збільшення подачі палива. При достатньому тиску наддуву повітря, що нагнітається турбокомпресором,

впливає на діафрагму, яка стискає пружину *3* і переміщує шток *4*. Рухомий упор *5* при цьому під дією додаткової пружини *6* повернеться навколо своєї осі за годинниковою стрілкою і не буде перешкоджати важелю коректора *7* переміщатися в бік повної подачі палива.

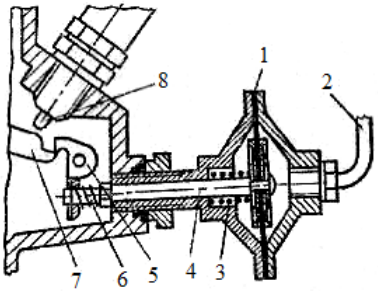


Рисунок 3.9 – Обмежувач димлення: *1* – діафрагма; *2* –трубопровід від компресора; *3* – пружина діафрагми; *4* – шток; *5* – рухомий упор; *6* – пружина рухомого упору; *7* – важіль коректора; *8* – коректор

3.5.1 Класифікація, маркування, характеристика паливних насосів високого тиску [8]

Розрізняють наступні паливні насоси високого тиску (ПНВТ):

– рядні типу 4ТН, 6ТН, 4ТН і 2ТН з малогабаритним регулятором;

– рядні типу УТН;

– рядні типу ЯЗТА;

– рядні малогабаритні 4МТНМ, 6МТНМ;

– рядні ТНВД-240;

– розподільні типу НД.

Рядні паливні насоси типу 4ТН (рис. 3.10) можуть бути правого і лівого виконання та встановлюються на дизелі відповідно з правої та лівої сторони. Всі вони мають паливопідкачувальні насоси поршневого типу, нагнітальні клапани грибкового типу (діаметр клапана 6 мм). Порядок роботи секцій 1-3-4-2. Допустима нерівномірність подачі палива по секціям при роботі на номінальному режимі до 6%, на режимі холостого ходу – до 30%. Букви та цифри в маркуванні насоса позначають:

– Л – ліве виконання;
– 4 – чотиреплунжерний;
– Т – паливний;
– Н – насос;
– 8,5 – діаметр плунжера в мм;
– 10 – хід плунжера в мм;
– Т або Б – в кінці маркування – модифікація.

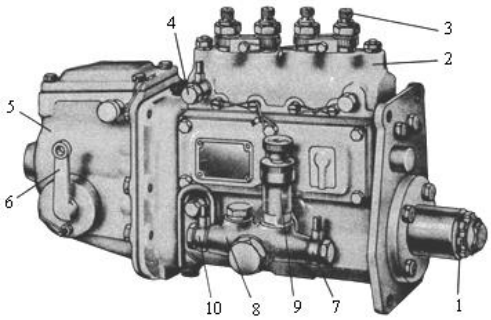


Рисунок 3.10 – Паливний насос 4ТН8,5х10Т: *1* – шліцьова втулка для з'єднання з дизелем; *2* – головка паливного насоса; *3* – штуцер для підведення палива до форсунки; *4* – перепускний клапан; *5* – регулятор; *6* – важіль управління регулятором; *7* – штуцер підведення палива до паливопідкачувального насоса; *8* – паливопідкачувальний насос; *9* – насос ручної підкачки палива; *10* – штуцер відведення палива

Паливні насоси лівого виконання можуть мати у маркуванні букву «С», яка позначає – швидкісний. Наприклад, марки насосів 4ТН8,5х10Т, 4ТН8,5х10Т-75, 4ТН9х10Т встановлюють на дизелях Д-54А, Д-75Т, А-41 відповідно.

Рядні шестисекційні паливні насоси типу ТН принципово не відрізняються від насосів 4ТН за конструктивним виконанням. Порядок роботи секцій 1-5-3-6-2-4.

Рядні насоси типу 4ТН з малогабаритним регулятором конструктивно більше вдосконалений порівняно з насосом 4ТН зі звичайним регулятором. Установка малогабаритного регулятора дозволила зменшити довжину та масу насоса. При цьому на насосі застосовують пружній привід регулятора зі спіральною пружиною. Такий привід більш надійний порівняно з муфтою фрикційного типу. Крім того на насосі використана пустотіла

рейка полегшеної конструкції. Наприклад, паливний насос ТН-37В з малогабаритним регулятором лівого виконання застосовано на дизелі Д37Е.

Двоплунжерні рядні паливні насоси 2ТН спроектовані на базі чотиреплунжерного насоса 40М-4ТН8,5х10М. Вони мають малогабаритні регулятори. Такі насоси не мають насоса ручної підкачки. В конструкції секцій використано нагнітальні клапани грибкового типу. Порядок роботи секцій 1-2. У відповідності з кількістю плунжерних пар зменшені габарити корпуса насоса. В кришці люка корпуса насоса встановлено сапун. В нижній частині корпуса є прилив з отвором для щупа контролю рівня оливи.

Рядні паливні насоси типу УТН можуть бути правого та лівого виконання. Хід плунжера – 8 мм, діаметр – 10 мм. Порядок роботи секцій 1-3-4-2. Букви та цифри у маркуванні насоса позначають:

– У – уніфікований;
– Т – паливний;
– Н – насос;
– 5 – номер модифікації;
– А – модернізований;
– П – правого виконання.

Насоси правого і лівого виконання не мають істотних відмінностей. Наприклад, насос УТН-5А встановлений на дизелі Д-240.

Рядні малогабаритні насоси мають зменшені відстані між осями насосних секцій до 27 мм (у насоса УТН-5 воно дорівнює 32 мм). Під час роботи насоси змащуються дизельним паливом, яке поступає з порожнини низького тиску, повністю заповнює корпус насоса та з порожнини регулятора по паливопроводу відводиться у бак. Букви та цифри у маркуванні насоса позначають:

– 4(6) – чотирьохсекційний (шестисекційний);
– М – малогабаритний;
– ТН – паливний насос;
– М – з механічним регулятором.

Рядні восьмиплунжерні насоси встановлюють на дизелі ЯМЗ-238НБ тракторів К-700. Вони мають паливопідкачувальні насоси

поршневого типу, нагнітальні клапани грибкового типу. Хід плунжера – 10 мм, діаметр – 9 мм. Порядок роботи секцій 1-3-6-2-4-5-7. Частота обертання початку дії регулятора – 870 $хв^{-1}$.

Паливний насос ТНВД-240 призначений для установки на дванадцятициліндрові дизелі ЯМЗ-240 тракторів К-701. Він відрізняється від насоса типу ЯЗТА числом насосних секцій, корпусом, рейкою, кришкою люка. На передньому кінці кулачкового валу встановлено муфти випередження впорскування, на кришці корпуса насоса є два сапуна для вентиляції внутрішньої порожнини паливного насоса. На задньому торці корпуса укріплено регулятор з приводом в дію від кулачкового вала паливного насоса. Порядок роботи секцій: 1-4-9-8-5-2-11-10-3-6-7-12.

Уніфіковані розподільні паливні насоси типу НД випускають для дизелів з числом циліндрів від 2 до 12. Всі вони мають паливопідкачувальні насоси поршневого типу, пластинчасті нагнітальні клапани двосторонньої дії. Хід плунжера – 8 мм. Наприклад, насос НД21/2-4 встановлено на дизелі Д-21, НД22/6 (рис. 3.11), на дизелях СМД-60, СМД-62, СМД-64 відповідно.

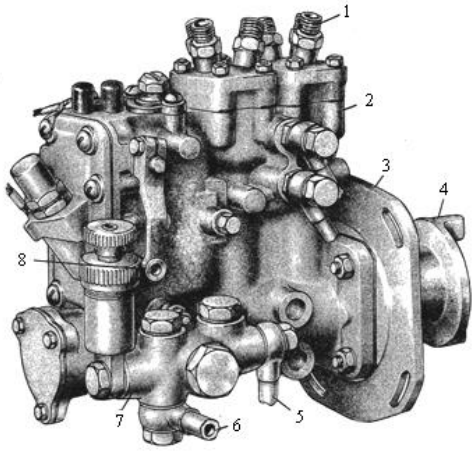


Рисунок 3.11 – Розподільний паливний насос НД22/6: *1* – штуцер паливопроводу високого тиску; *2* – корпус насоса; *3* – плита кріплення; *4* – фланець привода; *5* – штуцер відведення палива; *6* – штуцер підведення палива; *7* – паливопідкачувальний насос; *8* – важіль управління

В системі живлення паливом дизеля (рис. 3.12) СМД-66 застосовано паливний насос НД22/6Б4 – двоплунжерний, розподільного типу, зі зміною часу закінчення подачі палива, з всережимним механічним регулятором прямої дії, з поршневим підкачувальним насосом, з ручним прокачуванням палива [9].

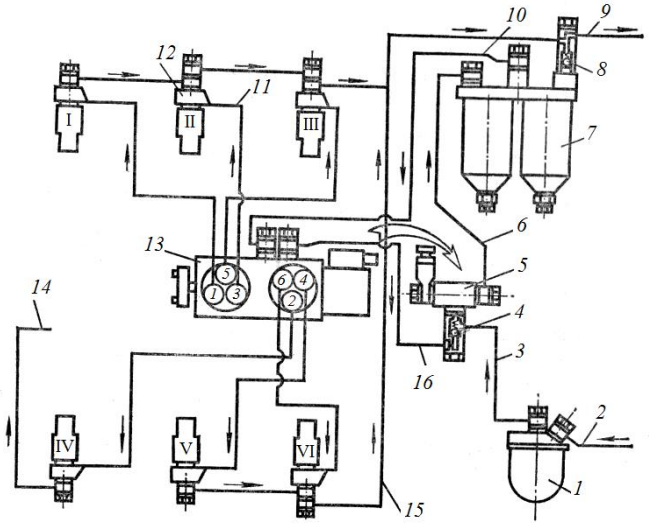


Рисунок 3.12 – Схема системи живлення паливом двигуна СМД-66 трактора ДТ-175С: *1* – фільтр грубого очищення палива; *2* – паливопровід від бака; *3* – паливопровід до підкачувального насосу; *4* – перепускний клапан; *5* – підкачувальний насос; *6* – паливопровід до фільтра тонкого очищення; *7* – фільтр тонкого очищення палива; *8* – клапан автоматичного вилучення повітря; *9* – паливопровід зливу в паливний бак; *10* – паливопровід до паливного насосу; *11* – паливопровід високого тиску; *12* – форсунка; *13* – паливний насос; *14* – зливний паливопровід, що йде до компресора; *15* – зливні паливопроводи; 16 – паливопровід перепуску палива

3.5.2 Коректори паливоподачі та їх вплив на паливно-енергетичні та екологічні показники дизелів [7]

Класифікація коригувальних пристроїв за принципом дії, діапазону роботи, місця розташування і методу впливу на коригувальний елемент показана на рисунку 3.13. Відомості про паливний насос високого тиску з електронним керуванням цикловою подачею палива наведено у додатку В.

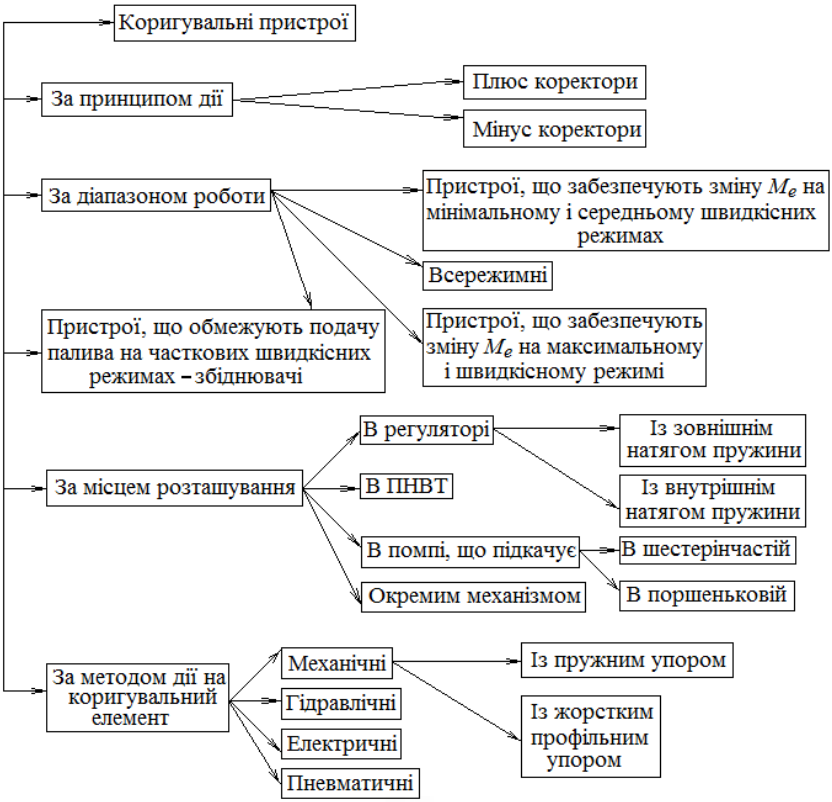


Рисунок 3.13 – Коригувальні пристрої автотракторних дизелів

Залежно від протікання швидкісних характеристик ПНВТ коригування паливоподачі може бути позитивним і негативним.

На сучасних автотракторних дизелях застосовуються паливні насоси високого тиску клапанно-золотникового типу з дозуванням подачі палива відсіченням, у яких циклова подача палива зменшується в міру зниження частоти обертання кулачкового валу насосу. В результаті цього швидкісна характеристика *3* дизеля (рис. 3.14) з таким насосом не відповідає бажаній формі експлуатаційної характеристики.

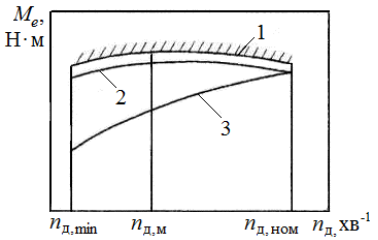


Рисунок 3.14 – Швидкісні характеристики дизеля:
1 – по межі димлення; *2* – експлуатаційна; *3* – без коректора

На судових, тепловозних й інших дизелях великої потужності *негативне* коригування подачі палива передбачається на понижених швидкісних режимах, як наведено на рисунку 3.15. Обмежувальна характеристика *2* застосовується для обмеження механічних навантажень, які викликані збільшенням максимального тиску згорання при пониженій частоті обертання, і для обмеження максимальної температури відпрацьованих газів перед турбіною. Негативне коригування на цих двигунах, в першу чергу, захищає їх від перевантажень.

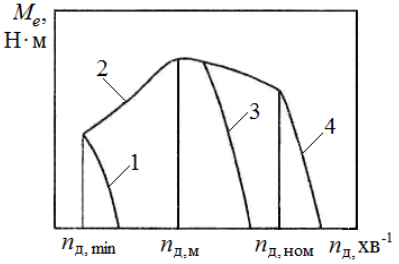


Рисунок 3.15 – Регуляторні та обмежувальна характеристики дизеля:
1, 3, 4 – мінімальна, часткова й максимальна регуляторні характеристики;
2 – обмежувальна характеристика

Для забезпечення бажаної експлуатаційної характеристики (рис. 3.16) на ПНВТ застосовуються коректори паливоподачі, які в інтервалі частот обертання від номінальної до відповідної максимальному обертальному моменту збільшують циклову подачу палива по мірі зниження частоти обертання. Таке коригування називається *позитивним.* Але при зниженні частоти

обертання дизеля від n_m до мінімально стійкої n_{min} подача палива виявляється більшою, ніж необхідно для невиходу експлуатаційної швидкісної характеристики за межу димності.

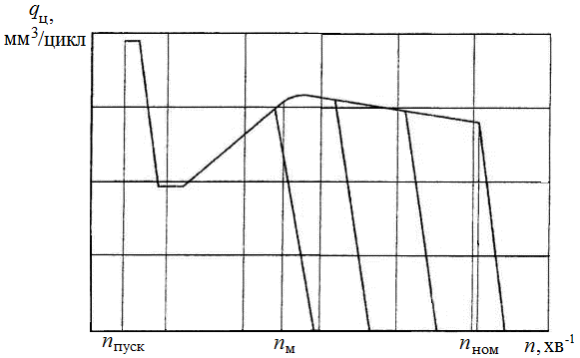


Рисунок 3.16 – Бажана зовнішня характеристика циклової подачі для автотракторних дизелів

Крім того, дозуючий орган паливного насоса може виходити в положення повної подачі в області мінімальної стійкої частоти обертання валу двигуна під дією регулятора частоти обертання на наступних режимах:

– під час розгону дизеля;

– при рушанні машини з місця;

– при розгонах;

– при перемиканні передач.

У проміжку частот обертання від номінальної $n_{ном}$ до відповідної максимальному обертальному моменту $n_м$ циклова подача палива повинна зростати, а при подальшому зниженні частоти обертання вона повинна зменшуватися по межі димлення (рис. 3.16).

Зменшення подачі палива в міру зниження частоти обертання від $n_м$ називається *негативним коригуванням* паливоподачі.

На рисунку 3.17 показаний регулятор з негативним коректором, який складається з:

– механічного чутливого елемента *1*, пов'язаного з важелем *2*, шарнірно встановленого на головному важелі *4* регулятора;

– пружного елементу *6*;

– упорів *5*, *9*.

Важелі *2* і *4* тягами з'єднані з дозаторами *3*. Негативне коригування відбувається при зменшенні відцентрової сили чутливого елемента *1*, коли під зусиллям пружного елемента *6* шарнірний важіль *2* переміщається вниз і пересуває дозатори *3* у бік зменшення подачі палива. Обмеження подачі палива відбувається до зіткнення важеля *2* в упор *5*, що відповідає режиму максимального обертального моменту дизеля. Подальше коригування подачі палива здійснюється позитивним коректором *8* і головною пружиною *7*.

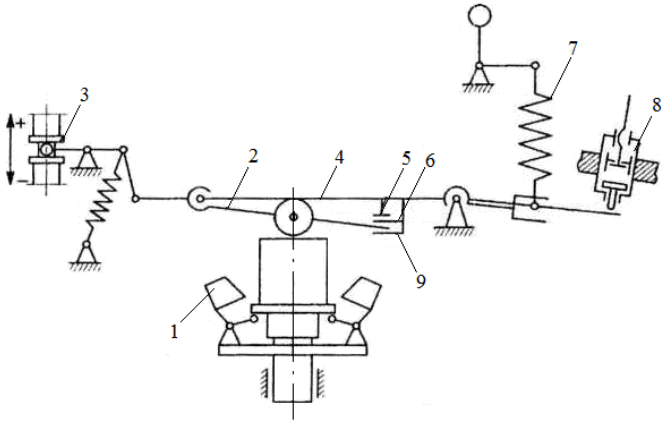


Рисунок 3.17 – Принципова схема регулятора ПНВТ НД 22/6Б4 з механічним негативним коректором паливоподачі конструкції виробничого об'єднання «Вільнюський завод паливної апаратури» (авторське свідоцтво на винахід № 1043333)

На рисунку 3.18 показаний регулятор з МНК для ПНВТ розподільного типу НД, розроблений у НВО ЦНІПА. На осі *9* встановлений головний важіль *3* негативного коректора і важіль *7* позитивного коректора. Головний важіль *3* віссю *8* з'єднаний з важелем *2*, на якому закріплений негативний коректор, що складається зі штока *4* і пружини *5*, попереднє стиснення якої змінюється регулювальним гвинтом *6*.

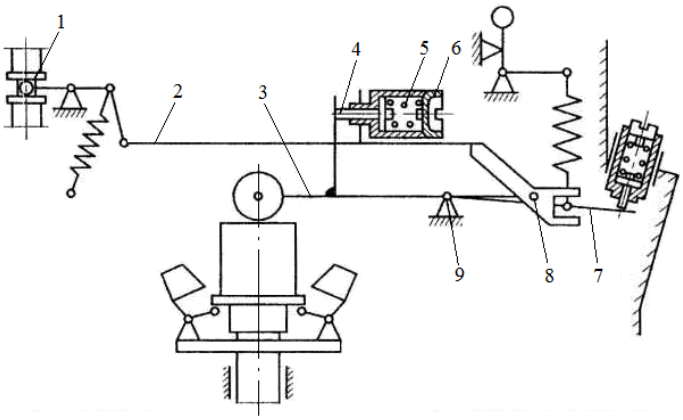


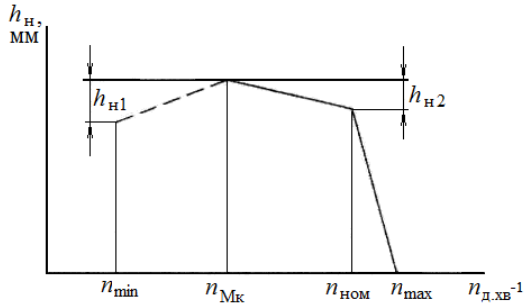
Рисунок 3.18 – Принципова схема регулятора ПНВТ НД 22/6Б4 з механічним негативним коректором паливоподачі конструкції НВО ЦНДПА

При зменшенні частоти обертання дизеля нижче $M_{к.max}$, пружина *5* впливає на шток *4*, який переміщує двоплечий важіль *3* і дозатори в сторону зменшення подачі палива ПНВТ.

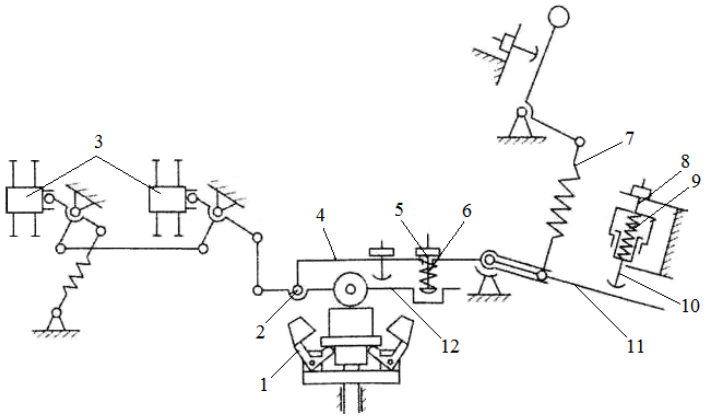
У КАДІ під керівництвом професора К.Є. Долганова розроблено кілька варіантів механічних негативних коректорів на базі регулятора паливного насоса НД 22/6Б4 для дизелів сімейства 6ЧН13/11,5 (СМД-60). Принципова схема такого регулятора з негативним коректором показана на рисунку 3.19 *б*.

Регулятор складається з відцентрового чутливого елемента *1*, який пов'язаний системою важелів з дозаторами *3* паливного насосу і з пружиною *7* регулятора. Важіль *12* МНК шарнірно встановлений на головному важелі *4* регулятора. Одне плече важеля *12* з'єднане за допомогою важільного механізму з дозаторами *3* ПНВТ, а друге плече спирається на пружину *6* негативного коректора.

Позитивний штатний коректор складається зі штока *10*, пружини *9* і регулювального гвинта-обмежувача *8*. Шток *10* впирається у важіль *11* коректора, до якого приєднана пружина *7* регулятора ПНВТ. При збільшенні частоти обертання дизеля від n_{min} до $n_{Mк}$ (рис. 3.19 *а*) під дією зростаючої відцентрової сили вантажів регулятора стискається пружина *6* і важіль *12* повертається навколо опори *2*.



а



б

Рисунок 3.19 – Швидкісна характеристика (*а*) і принципова схема регулятора (*б*) з механічним негативним коректором паливоподачі ПНВТ НД 22/6Б4

Дозатори *3* ПНВТ переміщаються в бік збільшення подачі. Відбувається негативне коригування до частоти обертання, при якій важіль *12* упреться у гвинт *5*. При подальшому збільшенні частоти обертання важелі *4* і *12* переміщаються як одне ціле, повертаючись навколо опори *2*.

В інтервалі частот обертання від $n_{Мк}$ до $n_{ном.}$ під дією відцентрової сили вантажів регулятора і зусилля пружини *9* позитивного коректора важелі *4*, *12* і *11* повертаються, постійно розтягуючи пружину *7* регулятора, дозатори при цьому

переміщаються в бік зменшення подачі палива. Відбувається позитивне коригування подачі палива. При подальшому збільшенні частоти обертання двигуна пружина *7* регулятора розтягується під дією відцентрової сили вантажів, у результаті чого формується регуляторна вітка швидкісної характеристики дизеля.

Механічний негативний коректор введений також в конструкцію регулятора частоти обертання дизелів ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-238А, ЯМЗ-238П, ЯМЗ-238Ф, ЯМЗ-238Л і ЯМЗ-240, який зменшує подачу палива при малій та середній частоті обертання колінчастого вала.

На дизелях з турбонаддувом знаходять застосування негативні коректори з тиску наддуву, які також називають *пневматичними негативними* коректорами (ПНК). Крім зменшення димності ВГ пневматичний коректор подачі палива сприяє підвищенню паливної економічності і зниженню теплонапруженості дизеля та оберігає його від аварії в разі розгерметизації впускного тракту або виходу зі строю турбокомпресора, тобто при повній відсутності тиску наддуву.

Пневматичний негативний коректор діє на рейку ПНВТ незалежно від регулятора частоти обертання. В якості регулюючого імпульсу в ньому використовується тиск наддуву, який зменшується зі зменшенням частоти обертання дизеля. Параметри пружини коректора підбираються так, щоб на ділянці негативного коригування паливоподачі ПНК автоматично зменшував подачу палива по межі допустимої димності ВГ, аналогічно тому, як це відбувається під дією механічного негативного коректора.

На рисунку 3.20 показаний пневматичний коректор по тиску наддувочного повітря, який встановлюється на ПНВТ типу *Р* західнонімецької фірми «Р. Бош», призначені для установки на дизелі з турбонаддувом. Тиск повітря передається з впускного колектора дизеля в пневматичну камеру коректора.

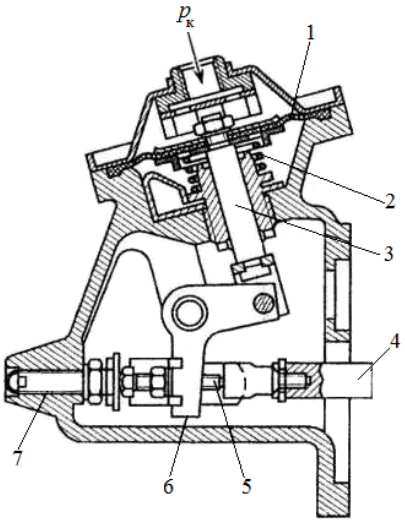
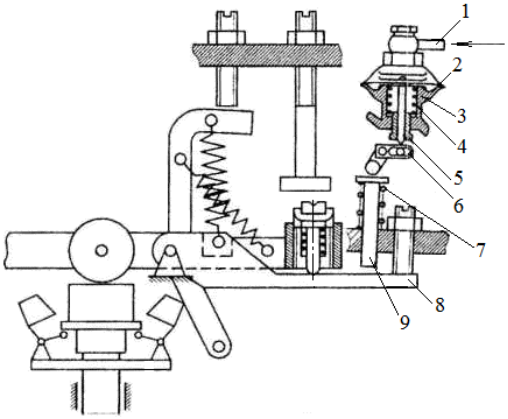


Рисунок 3.20 – Коректор з тиску фірми «Р. Бош»:
1 – діафрагма; *2* – пружина; *3* – шток; *4* – рейка; *5* – упор; *6* – важіль; *7* – болт

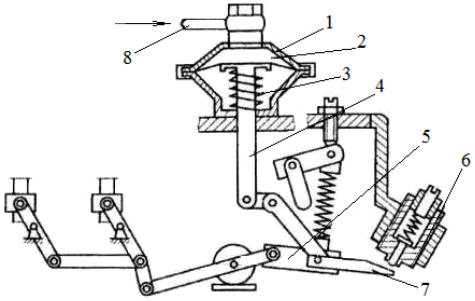
При нормальному тиску діафрагма *1* прогинається і шток *3* опускається вниз, стискаючи пружину *2*. При цьому двоплечий важіль *6*, пов'язаний через упор *5* з рейкою паливного насоса, повертається вліво і обмеження подачі немає. При зниженні тиску наддуву шток *3* під дією пружини *2* переміщається вгору, важіль *6* повертається вправо і максимальна подача палива зменшується. Поворот важеля *6* обмежений фіксуючим болтом *7*.

Для вітчизняних тракторних та автомобільних дизелів з газотурбінним наддувом найбільший інтерес представляють пневматичні негативні коректори завдяки простоті конструкції і наявності зручного для використання регулюючого сигналу у вигляді тиску наддувочного повітря.

Кілька варіантів коректорів з наддуву для паливних насосів типу НД розроблено в НВО ЦНІПА, ГСКБД і ЧЗПА. На рисунку 3.21 *а* показаний регулятор ПНВТ НТ 22/6Б4 з ПНК конструкції НВО ЦНІПА.



а



б

Рисунок 3.21 – Принципові схеми пневматичного негативного коректора для ПНВТ розподільного типу НТ

У корпусі *3* ПНК встановлена діафрагма *2*, яка за допомогою жорсткого центру з'єднана зі штоком *5*. Між діафрагмою і корпусом встановлена пружина *4*. Верхній шток *5* з'єднаний з рухомим упором *6*, який встановлений на кронштейні і впливає на нижній шток *9*.

По трубопроводу *1* з впускного ресивера дизеля надходить повітря в робочу порожнину пневмокоректора. При недостатньому тиску наддувочного повітря пружина *4* переміщує діафрагму *2* і шток *5* вгору, а шток *9* при цьому переміщається вниз, обмежуючи хід важеля *8* коректора в бік збільшення подачі палива.

При достатньому тиску наддувочного повітря діафрагма *2* прогинається вниз, а шток *9* під дією пружини *7* переміщається вгору і не перешкоджає важелю коректора *8* переміщатися в бік збільшення подачі палива.

Схема пневматичного коректора по тиску наддуву, розробленого в ГСКБД (м. Харків), показана на рисунку 3.21 *б*. ПНК встановлений зверху корпусу паливного насоса і складається з корпусу та кришки *1*, еластичної діафрагми *2*, пружини *3* і штока *4*. Шток *4* пов'язаний з рухомим упором *5*, який обмежує переміщення важеля *7* коректора *6* подачі палива. Через трубку *8* у ПНК подається тиск з впускного ресивера дизеля. При нормальному тиску наддуву шток *4* знаходиться в нижньому положенні, а обмежувач *5* відведено від важеля *7* коректора і при цьому обмеження подачі немає. При зниженні тиску наддуву нижче допустимого рівня пружина *3* переміщує діафрагму *2* і шток *4* вгору і рухливий упор *5* підводиться до важеля *7* коректора *6* обмежуючи подачу палива.

У КАДІ спільно з ЧЗПА за участю автора проведені дослідження пневматичного коректора по тиску наддуву, розробленого для паливних насосів НТ 22/6Б4. Пневматичний коректор (рис. 3.22) складається з корпусу *5* і кришки *9*, між якими по периметру затиснена еластична діафрагма *6*, поєднана з допомогою жорсткого центра *8* зі штоком *10*. На діафрагму з протилежних сторін діють сили тиску наддувочного повітря, що передається по трубопроводу з впускного ресивера дизеля в робочу порожнину *А*, і пружини *7*. Корпус угвинчується в кришку *1* регулятора ПНВТ і фіксується гайкою *11*. Шток при переміщенні діафрагми впливає на важіль *14* коректора паливного насоса за допомогою рухомого упора *2*, встановленого на осі *3*, яка запресована в кришку регулятора. Рухомий упор підібганий до фіксуючої гайки *13* пружиною *12*. Попереднє стиснення пружини *7* проводиться за допомогою гайки *4*.

При розгоні дизеля тиск наддуву незначний і пружина переміщує діафрагму вправо, обмежуючи через шток і рухливий упор переміщення важеля коректора в бік збільшення подачі. Коригування подачі палива відбувається до моменту вирівнювання зусиль, що діють на діафрагму з обох сторін. При подальшому підвищенні тиску наддуву діафрагма, долаючи опір

пружини, переміщається вліво, знімаючи обмеження переміщення важеля коректора в бік збільшення подачі палива. Подальше дозування подачі палива в залежності від режиму роботи дизеля здійснюється регулятором ПНВТ.

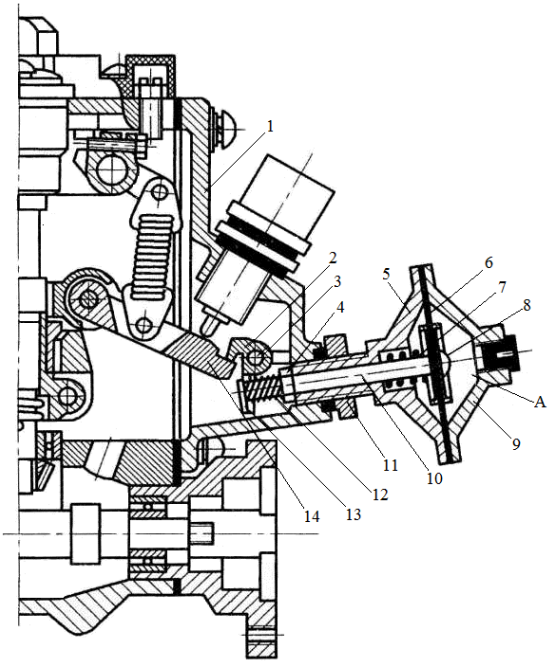


Рисунок 3.22 – Обмежувач димлення паливного насоса НД 22/6Б4 ЧЗПА

3.5.3 Основні елементи універсального дворежимно-всережимного регулятора частоти обертання тракторних дизелів [7]

Найбільш повно функції універсального регулятора може виконувати електронний мікропроцесорний регулятор, в пам’ять якого потрібно закласти дві програми – для всережимного регулювання і для дворежимного регулювання з бажаними пологими частковими швидкісними характеристиками циклової подачі. Тому перспективним напрямком є розробка мікропроцесорних універсальних регуляторів. Однак на даний час вітчизняна тракторобудівна промисловість не має досвіду

проектування і виробництва таких регуляторів, а сільське господарство не готове до їх експлуатації та немає реальних підстав очікувати, що в найближчому майбутньому ситуація зміниться. У зв'язку з цим в найближчій перспективі велику практичну цінність має розробка механічних універсальних регуляторів.

Механічний універсальний дворежимно-всережимний регулятор повинен містити такі основні елементи:

– головну пружину й пристрій для зміни її попереднього натягу для здійснення всережимного регулювання;

– додаткові коригувальні пружини (або одну пружину) для формування часткових швидкісних характеристик при дворежимному регулюванні та пристрій для зміни попереднього натягу цих пружин і початкового положення дозуючого органу ПНВТ;

– пристрій для перемикання режимності регулювання (на дворежимному або всережимному регулюванні).

З погляду на можливі режими роботи універсальний регулятор повинен бути обладнаний як і звичайні регулятори – пристроєм для збільшення подачі палива при пуску дизеля, позитивним і негативним коректорами паливоподачі. Бажано, щоб конструкція універсального регулятора була не набагато складніше конструкції звичайних регуляторів і щоб він мав співмірні габаритні розміри та масу.

Особливу складність при проектуванні універсального регулятора представляють розробка способу перемикання режимності регулювання і пристрої для його реалізації.

Режимність регулювання можна перемикати наступними способами:

– при роботі двигуна на будь-яких швидкісних і навантажувальних режимах його роботи;

– на холостому ходу двигуна;

– на зупиненому двигуні.

Кращим є перший спосіб.

Перемикання режимності може здійснюватися:

– автоматично в залежності, наприклад, від відмінностей в характері коливань зовнішнього навантаження, що діє на дизель трактора в польових умовах і при транспортній роботі;

– за командою тракториста;

– синхронно з вмиканням в коробці передач трактора основного або транспортного ряду передач.

І в цьому випадку найкращим можна вважати перший спосіб. Але реалізація найкращих способів перемикання в механічних регуляторах надзвичайно ускладнена, тому в розглянутих нижче регуляторах передбачено перемикання режимності регулювання на холостому ходу дизеля по команді тракториста або синхронно з вмиканням основного або транспортного ряду передач в коробці передач трактора.

3.5.4 Універсальні регулятори з ручним перемиканням режимності регулювання [7]

Загальним у всіх розроблених регуляторів є спосіб перемикання режимності регулювання. Перемикання здійснюється при максимальній частоті обертання на холостому ходу дизеля. Для цього важіль управління регулятором перед перемиканням режимності регулювання короткочасно переводять в положення максимальної частоти обертання, а після перемикання встановлюють в положення мінімальної частоти обертання холостого ходу. Необхідність в такій процедурі перемикання викликана тим, що при дворежимному регулюванні головна пружина регулятора повинна мати максимальний попередній натяг, відповідне налаштуванню регулятора на номінальний швидкісний режим, щоб обмежити максимальну частоту обертання дизеля.

На рисунку 3.23 показаний універсальний регулятор з авторського свідоцтва СРСР № 928054, що містить:

– чутливий елемент *1*;

– головну пружину *18*;

– коригувальну пружину *2*;

– важіль управління *6*;

– поворотний упор *14* з важелем *11*;

– двоплечий важіль *23*;

– зовнішній *5* і внутрішні стакани *3* і *19*, в яких розміщені пружини.

На важелі *11* встановлена вилка *12*, в яку входить виступ *13* поворотного упору *14*, встановленого на осі *15*. Пружини *18* і *2* встановлені послідовно.

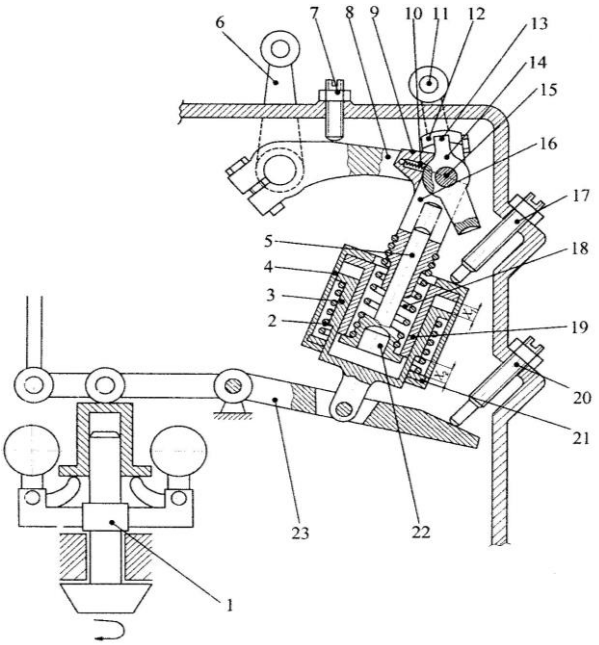


Рисунок 3.23 – Універсальний дворежимно-всережимний регулятор з авторського свідоцтва № 928054

На рисунках 3.24 і 3.25 показаний універсальний регулятор з авторського свідоцтва СРСР № 1216397. Від описаних вище він відрізняється не тільки пристроєм механізму перемикання режимності регулювання, а й відсутністю гвинта, що обмежує переміщення нижнього наконечника головної пружини при її розтягуванні під дією важеля управління регулятором. Ця обставина змінює характер роботи пружин регулятора. Це виражається, по-перше, у відсутності коригування подачі палива із зовнішньої безрегуляторної вітки швидкісної характеристики, що дозволяє вибирати параметри коригувальної пружини тільки з умови отримання будь-якого бажаного нахилу часткових швидкісних характеристик циклової подачі. А по-друге, в участі

коригувальної пружини (або пружин) у формуванні всіх часткових регуляторних віток при всережимному регулюванні. Тільки зовнішня характеристика формується без участі коригувальної пружини. Цей регулятор був основним об'єктом експериментальних досліджень, тому розглянемо його докладніше.

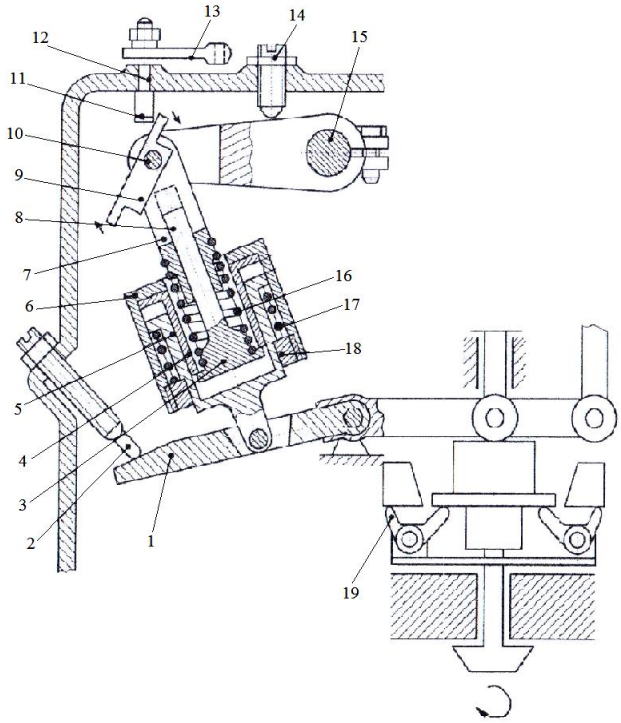


Рисунок 3.24 – Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згорання з авторського свідоцтва № 1216397

У прорізі верхнього наконечника *7* головної пружини *16* регулятора на пальці *10* вільно встановлений поворотний упор *9*, причому отвір під палець в упорі зміщений відносно його центру маси. Цей же палець служить для шарнірного з'єднання верхнього накінечника *7* з важелем *15* керування регулятором. З поворотним упором *9* взаємодіє перемикач програм регулювання (дворежимні або всережимні), що складається з валика *12* і

зовнішнього важеля *13*. У нижній частині валика *12* є виступ *11*, з яким стикається поворотний упор *9*. Важіль *13* системою тяг (на рисунках не показані) з'єднаний з важелем перемикання програм регулювання, встановленим в кабіні трактора.

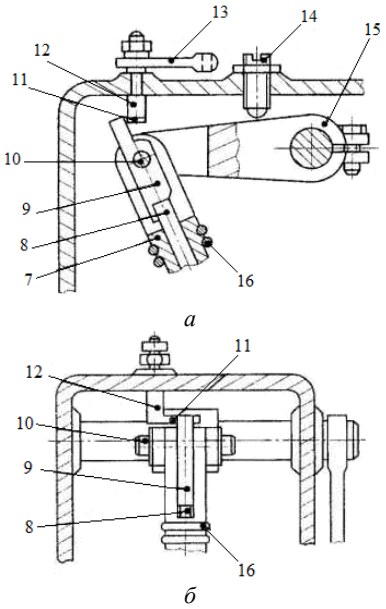


Рисунок 3.25 – Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згорання з авторського свідоцтва (а.с.) № 1216397

У блок пружин входять: зовнішній *6*, внутрішній *5* і проміжний *4* стакани, головна пружина *16*, верхній *7* і нижній *3* наконечники головної пружини, коригувальна пружина *17*. Як одне ціле з нижнім наконечником виконаний шток *8*. Коригувальна пружина впирається з одного боку в буртик на внутрішньому стакані *5*, а з іншого – в гайку *18*. Внутрішній стакан *5* шарнірно з'єднаний з головним важелем *1* регулятора. Номінальна подача палива регулюється гвинтом *2*.

На рисунку 3.24 перемикач показаний в положенні, який відповідний всережимному регулюванню. Упор *9* повернутий вліво відносно поздовжньої осі штока *9* нижнього наконечника *3* головної пружини *16* і на роботу головної пружини не впливає.

Пружини *16* і *17* включені послідовно. Під час налаштування регулятора на отримання зовнішньої швидкісної характеристики, як показано на рисунку 3.5, внутрішній стакан *5* упирається буртиком по його зовнішній поверхні в гайку *18* і пружина *17* стиснута на максимальну величину. Тому у формуванні зовнішньої швидкісної характеристики вона не бере. Під час налаштування регулятора на часткові регуляторні режими з допомогою важеля *15* попередня деформація пружини *16* зменшується, і між буртиком на склянці *5* і гайкою *18* з'являється зазор. Тому у формуванні часткових регуляторних віток беруть участь обидві пружини *16* і *17*.

На рисунку 3.24 виступ *11* валика *12* знаходиться з лівого боку упору *9*. Якщо повернути валик *12* проти годинникової стрілки, то упор *9* відхилиться ще більше і пропустить виступ *11* валика *12* на праву сторону. Після цього упор *9* під дією сили тяжіння повернеться проти годинникової стрілки до зіткнення зі штоком *8*.

Щоб переключити регулятор на дворежимні регулювання, потрібно повернути важіль керування *15* до упору в гвинт *14*, після чого повернути валик *12* за допомогою важеля *13* за годинниковою стрілкою. Виступ *11* поверне упор *9*, як показано на рисунку 3.25 *а*, в результаті чого головна пружина *16* виявиться зафіксованою в розтягнутому положенні, відповідному налаштуванні регулятора на номінальний швидкісний режим. Якщо тепер повернути важіль керування *15* проти годинникової стрілки, то пружина *16* буде переміщатися як одне ціле зі штоком *8*. У результаті спочатку буде змінюватися відстань *x* між склянками *4* і *5*, а головний важіль *1* регулятора буде залишатися на упорі в гвинт *2* номінальної подачі палива. Після того, як зазор *x* буде повністю вибраний, при подальшому повороті важеля *15* головний важіль *1* регулятора почне відходити від гвинта *2* і подача палива буде відповідно зменшуватися.

Спільною особливістю цих регуляторів є необхідність установки важеля управління в положення максимальної частоти обертання перед перемиканням програм регулювання. Було б, звичайно, краще, якби перемикання здійснювалося при мінімальній частоті обертання. Тому при подальшому вдосконаленні цих регуляторів і створенні нових потрібно

розробити такий механізм перемикання програм регулювання, який дозволяв би проводити, перемикання без, навіть короткочасного, переведення дизеля на режим максимальної частоти обертання. Це зроблено в розглянутому нижче регуляторі з автоматизованим перемиканням режимності регулювання.

3.5.5 Система автоматизованого перемикання режимності регулювання тракторного дизеля з універсальним регулятором [7]

Для перемикання зі всережимного регулювання на дворежимні й навпаки в універсальних регуляторах необхідно вручну переставляти по черзі два важеля: спочатку важіль керування регулятором у положення максимальної частоти обертання, а потім важіль керування поворотним упором (наприклад, а.с. № 928054, № 1082975, № 1216397 та ін.). Це ускладнює керування двигуном. Крім того, перемикання відбувається при максимальній частоті обертання двигуна, що призводить до нераціонального підвищення витрат палива і прискоренню зносу двигуна через роботу з високою частотою обертання під час перемикання.

Для покращення зручності керування тракторним дизелем з універсальним регулятором частоти обертання розроблена система автоматизованого перемикання режимності регулювання, в якій процес перемикання відбувається при мінімальній частоті обертання в момент вмикання робочого або транспортного ряду в коробці передач трактора. Така коробка передач застосовується на сучасних колісних тракторах, у тому числі і на тракторі Т-150К з дизелем СМД-62.

На рисунку 3.26 зображена принципова схема розробленої системи для дизеля з універсальним регулятором з а.с. СРСР № 1813903. Регулятор містить чутливий елемент *1*, пов’язаний через одне плече *3* двоплечего важеля *5* з органом *4* дозування палива, а через друге плече *50* – з розташованими між верхнім *9* і нижнім *52* упорами головною пружиною *8* і коригувальною пружиною *6*. У корпусі *47* регулятора встановлений внутрішній важіль управління регулятором *7*, забезпечений поворотним упором *31* з кульковим фіксатором *29* для утримання упору в одному з двох крайніх положень.

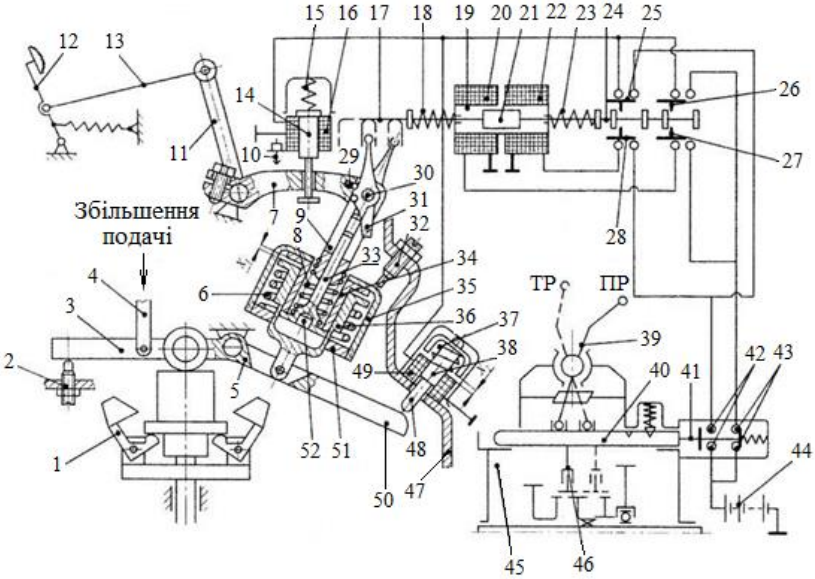


Рисунок 3.26 – Система автоматизованого перемикання режимності регулювання дизеля з універсальним регулятором колісного трактора Т-150К

Нижній упор *52* забезпечений штоком *33*. Верхній упор *9* за допомогою осі *30* пов'язаний з важелем *7*. Внутрішній стакан *34* пружиною *8* за допомогою нижнього упору *52* притиснутий до торцевої поверхні зовнішнього стакана *35*. Між стаканами *34* і *35* розташований стакан *36* коригувальної пружини *6*, який пов'язаний з важелем *5*. Пружина *6* упирається в кільце *51*. Регулятор забезпечений переставним обмежувачем *48* ходу двоплечевого важеля, виконаним як одне ціле з якорем *38* електромагніту *49*.

При відсутності струму в обмотці електромагніту *49* якір *38* утримується пружиною *37* у верхньому положенні. Внутрішній важіль управління *7* взаємодіє зі штоком якоря *14* електромагніту *16*.

При відсутності струму в обмотці електромагніту *16* пружина *15* утримує якір *14* у нижньому положенні і він не перешкоджає переміщенню важеля *7*. Поворотний упор входить у вилку, виконану на штоку *17*, прикріпленому з однієї сторони до якоря *21* електромагніту *19*, що має дві незалежні обмотки збудження

20 і *22*. З іншого боку до якоря *21* прикріплений шток *24*, який взаємодіє з чотирма вимикачами *25*, *26*, *27* і *28*, через які обмотки всіх електромагнітів з'єднуються з перемикачем *41* з двома парами контактів *42* і *43*, встановленим у редукторі *45* коробки передач трактора навпроти валика *40* з вилкою *46* для вмикання понижувальної або підвищувальної передачі, пов'язаного з важелем *39*. Важіль *39* має два робочих положення: в положенні ПР увімкнена знижуюча передача для виконання трактором польових сільськогосподарських робіт, а в положенні ТР увімкнена підвищуюча передача для використання трактора на транспортних перевезеннях. При відсутності струму в обмотках електромагніта *19* його якір *21* утримується в середньому положенні пружинами *18* і *23*. На одному валу з внутрішнім важелем *7* встановлений зовнішній важіль *11* управління регулятором, пов'язаний тягою *13* з педаллю *12*. Гвинт *32* служить для регулювання номінальної подачі палива, гвинт *10* – для регулювання номінальної частоти обертання двигуна, гвинт *2* – для регулювання подачі на режимі максимального обертального моменту.

Електричне коло регулятора живиться від бортової мережі електрообладнання трактора, в яку входить акумуляторна батарея *44*.

3.5.6 Газовий двигун, конвертований з дизеля Д-240 [6]

Загальновідомо, що сільськогосподарська техніка обладнана дизелями, які мають хорошу паливну економічність, є невибагливими до експлуатації та обслуговування. Однак, зростання вимог до екологічних показників транспортних машин, в тому числі сільськогосподарського призначення, потребує удосконалення їх конструкції, яке забезпечить суттєве зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

Як показали попередні наукові дослідження, одним із ефективних способів поліпшення екологічних показників колісних тракторів з дизелями є їх переобладнання для роботи на стиснутому природному газі, в тому числі з можливістю роботи на біометані, який є продуктом самого сільськогосподарського виробництва.

Близько половини обсягу всіх виконуваних колісними тракторами робіт складають транспортні роботи, під час виконання яких двигуни працюють на неусталених режимах, а витрата палива та шкідливі викиди суттєво залежать від параметрів керування трансмісією та двигуном.

Об'єктом стендових випробувань був рядний газовий двигун з іскровим запалюванням 4Ч11/12,5, переобладнаний з дизеля Д-240. Для забезпечення роботи двигуна на СПГ було встановлено серійне газове обладнання та серійна безконтактна електронна система запалювання з датчиком Хола, а також зменшено ступінь стискання з 16 до 12 одиниць.

Переобладнання дизеля в газовий двигун з іскровим запалюванням виконувалося за схемою (рис. 3.27), з мінімальними змінами його конструкції та з можливістю зворотної конвертації.

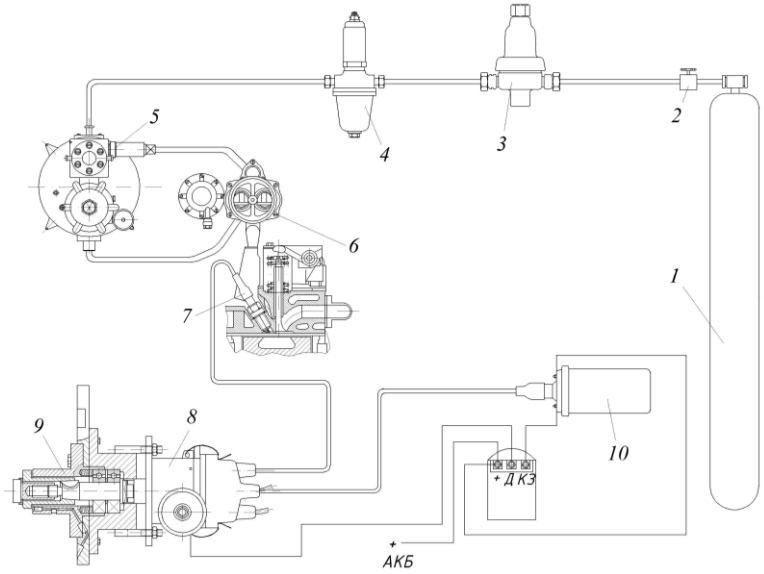


Рисунок 3.27 – Схема систем живлення та запалювання газового двигуна:
1 – газовий балон; *2* – газовий вентиль; *3* – газовий редуктор високого тиску;
4 – газовий клапан; *5* – газовий редуктор низького тиску; *6* – газоповітряний змішувач; *7* – свічка запалювання; *8* – переривач-розподільник;
9 – привод переривача-розподільника; *10* – котушка запалювання

Конвертований з дизеля Д-240 газовий двигун із встановленим газоповітряним змішувачем *2*, переривачем-розподільником запалювання *3*, відцентровим датчиком обмежувача максимальних обертів колінчастого вала двигуна *4* зображений на рисунку 3.28.

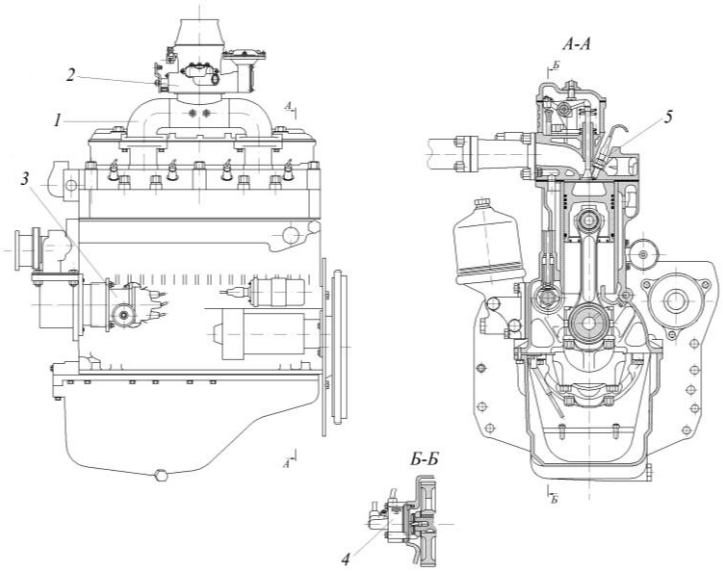


Рисунок 3.28 – Конвертований з дизеля Д-240 газовий двигун з іскровим запалюванням: *1* – впускний трубопровід; *2* – газоповітряний змішувач; *3* – переривач-розподільник запалювання; *4* – відцентровий датчик обмежувача максимальних обертів колінчастого вала; *5* – свічка запалювання

Результати експериментальних досліджень на тракторі МТЗ-80 показали, що переобладнаний з дизеля Д-240 газовий двигун з іскровим запалюванням є працездатним у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. Його ефективна потужність близька до потужності базового дизеля, еквівалентна питома ефективна витрата палива на 16,8…25,6% більша, ніж у дизеля. Якщо при малих навантаженнях різниця в сумарній токсичності практично відсутня, то у разі збільшення навантаження до максимальних значень сумарна токсичність газового двигуна зменшується до 55% у порівнянні з дизелем.

Перелік посилань

1. Яковенко А. М., Балан С. О,. Чорновол О. О. Аналіз технічного рівня тракторів і тенденції розвитку їх конструкцій. 2008. http://lib.osau.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/986/1/pdf.

2. Сучасні трактори відкривають нові можливості. 02.02.2018.http://agro-business.com.ua/agro/mekhanizatsiia-apk/item/9327-suchasni-traktory-vidkryvaiut-novi-mozhlyvosti.html.

3. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983. 224 с.

4. Гурвич А. М. Тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983. 335 с.

5. Головчук А. Ф., Орлов В. Ф., Строков О. П. Тракторы. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки. Київ : Грамота, 2003. 336 с.

6. Захарчук О. В. Покращення експлуатаційних показників колісного трактора з переобладнаним з дизеля газовим двигуном : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20. Київ, 2013. 20 с.

7. Головчук А. Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторних дизелів путем совершенствования системы автоматического регулирования: монографія. / А.Ф. Головчук. Харьков : ХНАДУ, 2012. 472 с.

8. Бахтиаров Н. И., Белявцев А. В., Карамышев А. Н. и др. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых двигателей. М. : Колос, 1980. 160 с.

9. Шевчук В. П., Ракин Я. Ф., Косенко В. В. и др. Трактор ДТ-175С / под общ. ред. Я. Ф. Ракина. М. : Агропроиздат, 1988. 335 с.

10. Трактор «Кировец». Описание конструкции и расчет. Л. : Машиностроение (Ленингр. отд-ние). 1974. 168 с.

11. Технические характеристики двигателей Deutz (Германия). https://technoaktyv.com.ua/cp65947-tehnicheskie-harakteristiki-dvigatelej-deutz-germaniya.html.

12. Дизельный двигатель Д-180. https://automotor.ru/katalog_d180.htm.

Запитання для самоперевірки знань

1. За якими ознаками класифікують тракторні двигуни?
2. Що являє собою система змащування з мокрим картером?
3. Скільки фільтрів очищення моторної оливи застосовано у системі змащування двигуна ЯМЗ-238НБ та які функції вони виконують?
4. Які елементи конструкції входять до складу системи охолодження двигуна ЯМЗ-238 НБ?
5. Які типи очищувачів повітря Вам відомі?
6. Що відбувається з частинками пилу, коли вони проходять через спіраль циклонів?
7. Назвіть ознаки, за якими класифікують регулятори частоти обертання колінчастого вала.
8. За яким принципом працюють обмежувачі димлення?
9. Які параметри входять до маркування ПНВТ?
10. За якими ознаками класифікуються пристрої корегування подачі палива?
11. За яким принципом працює регулятор, який наведений на рисунку 3.18?
12. З яких елементів складається пневматичний коректор з тиску наддуву?
13. З яких елементів конструкції складається універсальний дворежимний-всережимний регулятор?
14. За допомогою яких елементів можлива конвертація звичайного дизельного двигуна в газовий двигун?
15. Які тенденції розвитку тракторних двигунів Ви можете навести?
16. За якими енергетичними параметрами можливо здійснити оцінку технічного рівня тракторних двигунів?

4 ТРАНСМІСІЯ ТРАКТОРІВ

4.1 Загальні відомості про трансмісії тракторів

В конструкції тракторів застосовують трансмісії чотирьох типів. З них найбільш поширені трансмісії [1]:

– механічні (МТ);

– гідрооб'ємні (ГОТ);

– електричні (ЕТ);

– комбіновані: гідромеханічні (ГМТ), гідрооб'ємно-механічні (ГОМТ).

При потужності дизелів тракторів до 60 кВт використовують механічні трансмісії, при 60–650 кВт – гідромеханічні, до 200 кВт – гідрооб'ємні, понад 650 кВт – електричні.

Трансмісійні установки тракторів мають такі особливості, які враховуються при створенні компонувальних і кінематичних схем:

– переважне використання ГМТ;

– визначене число передач у відповідних діапазонах передач;

– реалізація збільшеного загального передатного числа;

– відбір потужності через незалежний вал відбору потужності для приводу гідравлічних насосів керування трактором і робочим обладнанням;

– модульність, тобто виконання різних вузлів у знімних сепаратних блоках для зручності монтажу при ремонті і обслуговуванні;

– підвищені статичні та динамічні навантаження в силовій передачі;

– гідрофіковане керування перемиканням передач, поворотом і гальмами; швидкодіючий реверсивний механізм;

– застосування обох ведучих мостів для колісних тракторів.

Особливості конструктивного виконання елементів конструкції трансмісій сучасних тракторів наведено у додатках Г–Е.

4.2 Класифікація трансмісій

Трансмісії класифікуються за наступними ознаками (рис. 4.1) [2]:

– за способом регулювання параметрів потоку потужності, що передається через агрегати;

– за видом носіїв енергії.

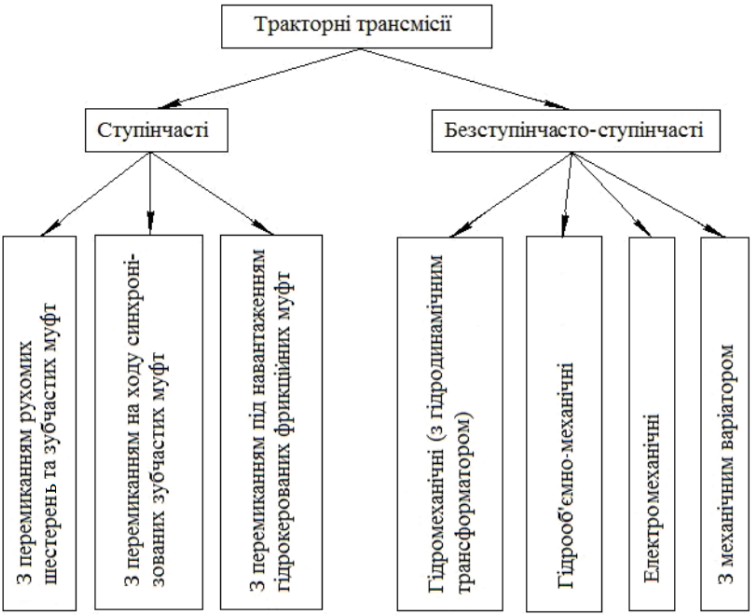


Рисунок 4.1 – Типи трансмісій тракторів

Типи трансмісій, що приведені на рисунку 4.1, знаходяться на різних стадіях використання у тракторній промисловості. Механічні трансмісії з перемиканням передач рухомими шестернями із зупинкою трактора припинили встановлювати в трансмісії та на нових моделях тракторів вже не застосовуються. Близькі до завершення життєвого циклу синхронізовані ступінчасті трансмісії, вони ще знаходять застосування на тракторах малої та середньої потужності. Завершують випускати трансмісії з перемиканням передач під навантаженням гідрокерованими фрикційними муфтами. На зміну їм енергійно увійшли трансмісії з гідрооб'ємно-механічними передачами, особливо на тракторах високої потужності.

За останні роки відбулося злиття низки виробників сільськогосподарської техніки у великі концерни («CNH», «AGCO», «SDF»). Ведучими тракторними фірмами здійснюється перехід від механічних до мехатронних систем на тракторах, що

забезпечує збільшення продуктивності машинно-тракторних агрегатів і покращує умови праці оператора.

Тенденціями розвитку трансмісій тракторів є [1]:

– суттєве збільшення на тракторах великих і середніх потужностей (понад 110 кВт) безступінчастих трансмісій;

– збільшення потужностних діапазонів коробок передач, що перемикаються під навантаженням («Беларус», «John Deer», «Claas»), запровадження системи автоводіння, запису типових операцій і автоматичного керування перемиканням передач;

– збільшення номенклатури й потужностних діапазонів застосування безступінчастих трансмісій. Якщо в 2004 р. принципових схем у безступінчастих коробок передач, що серійно випускаються, було всього три (Eccom, S-Matic і Vario), то в 2010 р. їх було вже дев'ять і ще близько п'яти заявлені як дослідні зразки, що проходять випробування (Easy Drive на передачу потужності 60–85 кВт від «New Holland», Eccom 3,0 і Eccom 5,0 від «ZF») або пропонуються як готовий продукт від виробників компонентів (VARYT від «Carraro», WSG і WSE від швейцарської фірми «MALI»);

– відмова деяких виробників від коробок передач, що перемикаються під навантаженням («Landini», «Claas», «New Holland», «Case»). Варто відзначити, що це відбувається після впровадження у виробництво тракторів, обладнаних безступінчастими трансмісіями як власної розробки (AutoCommand у «CNH»), так і виробництва незалежних компаній (S-Matic від «ZF» на тракторах «Claas Axlon», внаслідок чого більше не випускаються трактори серії Atles).

Концерн «CNH» зусиллями фахівців своїх підрозділів «Case IH», «New Holland» і «Steyr» створив своє власне виробництво безступінчастих трансмісій, виділивши два напрями для роботи:

– розробка трансмісій «EasyDrive» з ланцюговим механічним варіатором для тракторів потужністю до 85 кВт (версія для тракторів потужністю 30–37 кВт вже запущена у виробництво і встановлюється на трактори «New Holland» серії 3000 Boomer);

– розробка трансмісії з гідростатичним модулем для тракторів потужністю 110–185 кВт. Остання отримала назву «Auto Command» та призначена для заміни трансмісії S-Matic, що

виробляється фірмою «ZF» та яка встановлюється на тракторах концерну.

Компанія «John Deer» має три безступінчасті коробки передач для різних потужностних діапазонів. Серії 6030 Premium і 7030 Premium потужністю 95–123 кВт і 131–144 кВт відповідно оснащуються коробками передач Eccom виробництва «ZF». У той же час зібрані в США трактори серії 7030 оснащуються безступінчастою коробкою власного виробництва з подвійним зчепленням для плавного перемикання між чотирма діапазонами. Трактори серії 8030 потужністю 180–265 кВт відносяться до серії 8R та комплектуються трансмісією власного виробництва Auto Powr.

Фірма «Fendt» – єдина на сьогоднішній день фірма, що відмовилася від виробництва ступінчастих коробок перемикання передач. Увесь модельний ряд тракторів цієї фірми оснащується безступінчастими двопотоковими трансмісіями Vario.

Трансмісія, що представлена фірмою «Fendt» ще у 1996 р., залишається єдиною, в якій зміна швидкості в діапазоні 0–60 км/год забезпечується тільки за рахунок гідравлічної складової потоку потужності, що можливо за рахунок використання спеціально розробленої спільно з фірмою «Sauer Danfoss» аксіально-поршневої гідромашини з кутами повороту 45° в обидва боки. Трансмісія має декілька виконань для застосування на тракторах різних потужностей і призначень, включаючи і однодіапазонну коробку для тракторів малої потужності.

Всі трансмісії тракторів Fendt потужністю 100 кВт і більше характеризуються сумісним керуванням двигуна і трансмісії завдяки оригінальному програмному забезпеченню та можуть управлятися тільки однією педаллю. Трансмісії Vario виробляють на заводі концерну «AGCO» в Бельгії та встановлюються на трактори всіх марок, що входять у концерн «AGCO» («Massey Fergusson», «Fendt», «Valtra» і «Challenger»).

З незалежних виробників безступінчастих трансмісій варто виділити фірму «ZF», що виробляє декілька модельних рядів безступінчастих трансмісій для сільськогосподарських тракторів [1]:

– трансмісії Eccom серії 1,5, 1,8, 2,0 для тракторів з двигунами потужністю 74–155 кВт;

– трансмісії Eccom серії 3,0 і 3,5 для тракторів рамної конструкції з двигунами потужністю 220–295 кВт;

– нова трансмісія Eccom 5,0 на передачу потужності до 480 кВт.

Першою фірмою, що встановила дану трансмісію на універсальний тягово-енергетичний засіб «Xerion» потужністю 355 і 385 кВт, що має рамну конструкцію і однакові колеса, стала компанія «Claas». Також трансмісія встановлена на прототип трактора «Terrion ATM» класичної компоновки потужністю 255–295 кВт.

Безступінчасті трансмісії швейцарської фірми «MALI» представлені двома серіями: WSE для тракторів потужністю до 110 кВт і WSG для тракторів потужністю 118–405 кВт. У гідростатичному контурі передачі використані регульовані гідромашини з похилим блоком, що мають максимальний кут повороту 45° в обидва боки, аналогічні машинам «Sauer Danfoss», що використовуються в коробках Vario концерну «AGCO». На дослідному зразку російського трактора «Кировец» потужністю 315 кВт була вперше встановлена трансмісія фірми «MALI».

Використання ГОМТ обумовлене плавним регулюванням передатного відношення від двигуна до ведучих коліс, підвищенням керованості, надійності роботи двигуна, підвищенням тягової динаміки та ергономічних властивостей при виконанні різноманітних технологічних операцій колісними тракторами й т.п.

До основних недоліків ГОМТ відноситься [1]:

– низький коефіцієнт корисної дії (ККД) у порівнянні із ступінчастими механічними трансмісіями (у сучасних конструкціях ГОМТ їх ККД на 3–5% нижче);

– необхідна висока кваліфікація персоналу для проведення технічного обслуговування при експлуатації;

– вища вартість і складність виготовлення (на 20% дорожче за трактор зі звичайною механічною трансмісією) за рахунок, як правило, застосування гідромашин великого робочого об’єму.

Перше дослідження в області гідростатичної трансмісії було виконано в Національному інституті сільськогосподарського машинобудування Великобританії, де розроблявся прототип на основі гідростатичного керування, який був представлений в 1954 р.

(рис. 4.2). Створена гідростатична передача керувалася за допомогою регульованого аксіально-поршневого насоса, що сполучався з радіально-поршневим мотором безпосередньо через трубопроводи. Проєкт був виконаний, на думку багатьох експертів, на достатньо високому технічному рівні, але гідромашини, що використовувались в гідростатичній трансмісії, створювали високі втрати та високу собівартість порівняно зі ступінчастими трансмісіями.

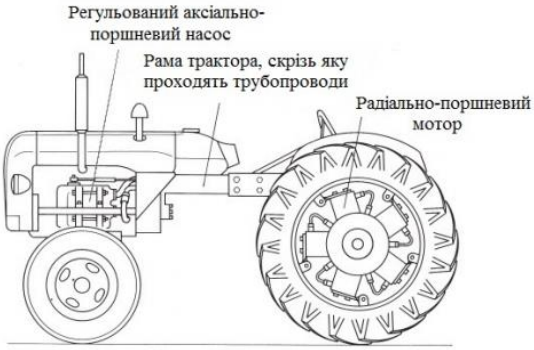


Рисунок 4.2 – Прототип на основі гідростатичного керування (Великобританія, 1954 р.)

Кінематична схема ГОМТ International Harvester наведена на рисунку 4.3.

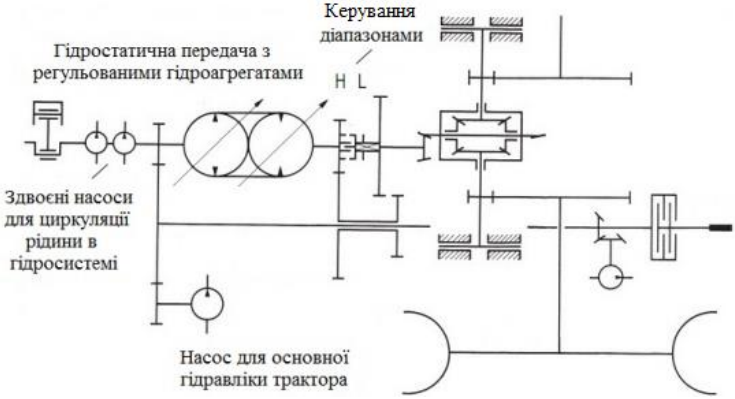


Рисунок 4.3 – Кінематична схема трансмісії International Harvester (1967 р.)

4.3 Кінематичні схеми трансмісійних установок гусеничних тракторів

На гусеничних тракторах застосовують кінематичні схеми трансмісійних установок двох типів:

– за першою схемою потужність на ведучі колеса розподіляється після коробки передач, що зумовлює наявність однієї центральної (конічної) передачі;

– за схемою другого типу потужність розподіляється до коробки передач або в ній, що зумовлює наявність двох центральних передач.

До переваг другої схеми відноситься:

– можливість використання вузлів і деталей, включаючи конічні шестерні, меншого розміру внаслідок меншої їх навантаженості при поділі потужності по бортах;

– зменшення розмірів механізмів повороту при розташуванні їх на відносно малонавантаженій ділянці силової передачі (до центральної передачі);

– можливість уніфікації вузлів тракторів різних тягових класів.

За кінематичною схемою першого типу виконано переважна більшість сучасних тракторів. У зазначеному типі можливі різноманітні кінематичні схеми (рис. 4.4):

– коробок передач;

– механізмів повороту;

– кінцевих передач, а також різних їх поєднань.

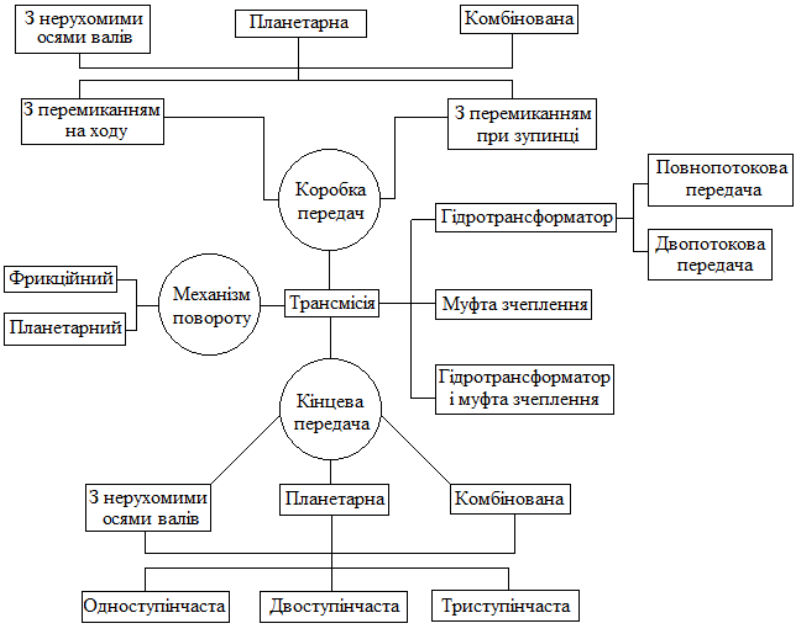


Рисунок 4.4 – Структурна схема механічних і гідромеханічних трансмісій промислових тракторів

Традиційні схеми мають переважно трансмісії гусеничних тракторів загального призначення Т-130, тракторів D6, D7G (США), а також D155, D355 (Японія).

У кінематичну схему трактора D7G (рис. 4.5) з гідромеханічної трансмісією включені:

– двопотокова передача з диференціалом на виході та підсумовуванням потужності на воділі планетарного ряду;

– центральна передача;

– механізм повороту, що складається з бортового фрикційного механізму і гальм;

– двоступінчаста кінцева передача з нерухомими осями валів.

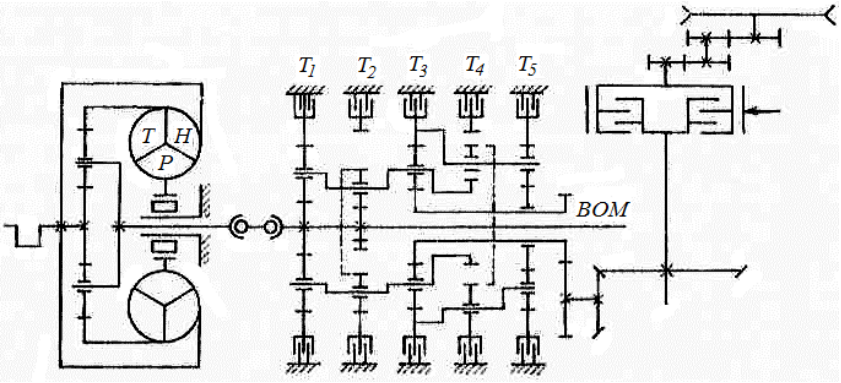


Рисунок 4.5 – Кінематична схема гідромеханічної трансмісії гусеничного трактора D7G (США): Т – турбінне колесо; Н – насосне колесо; Р – реакторне колесо; T_1, T_2 – дискові гальмові механізми

Коробка передач забезпечує три передачі переднього і заднього ходів при вмиканні дискових гальм.

При використанні механічної трансмісії на даний трактор замість блоку гідротрансформатора і планетарного редуктора встановлюють муфту зчеплення, а замість планетарної коробки передач (КП) – КП з нерухомими осями і перемиканням передач зубчастими муфтами при зупинці трактора, яка забезпечує п’ять передач переднього ходу і чотири передачі заднього ходу.

За кінематичною схемою першого типу виконані також трансмісії тракторів 31 і 41 В фірми «Фіат-Аллис» з двигуном потужністю відповідно 317 і 386 кВт (рис. 4.6).

Трансмісія цих тракторів має:

– модулюючу муфту зчеплення, встановлену між двигуном і гідротрансформатором;

– КП з нерухомими осями валів, що забезпечує по три передачі переднього і заднього ходів;

– швидкодіючий реверсивний механізм;

– бортовий фрикційний механізм;

– двоступінчасту комбіновану кінцеву передачу, перша ступінь якої має вали з нерухомими осями, а друга – планетарний механізм.

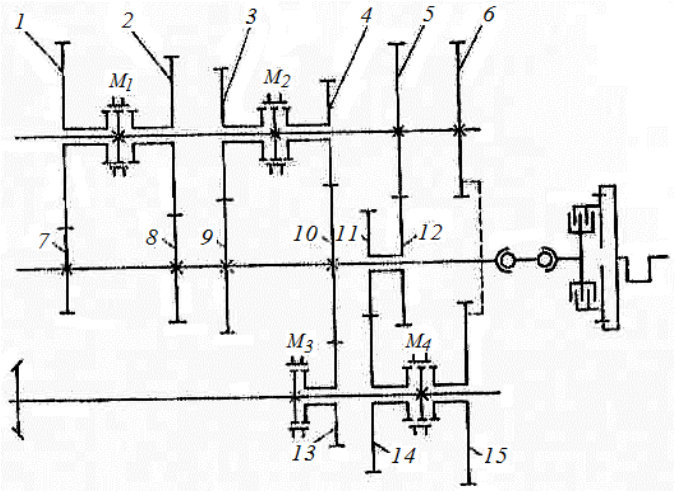


Рисунок 4.6 – Кінематична схема коробки передач з нерухомими осями валів механічної трансмісії трактора D7G (США): M_1–M_4 – зубчасті муфти; *1–4, 13–15* – шестерні, що посаджені на валах підшипників кочення; *7–10* – шестерні, виконані разом із валом (шліцьове з'єднання)

Трансмісії промислових тракторів можуть мати такі поєднання:

– муфта зчеплення – КП без перемикання на ходу;

– гідротрансформатор або блок двопотокової передачі – КП з перемиканням на ходу;

– муфта зчеплення – з перемиканням на ходу.

В результаті застосування муфти зчеплення, поряд з індивідуальними муфтами в КП, можна при відсутності гідротрансформатора зменшити втрати на буксування індивідуальних фрикційних механізмів, виконавши їх більш компактними, менш вимогливими до охолодження і змащення.

Для трансмісії всіх кінематичних схем використовують механізми повороту, які складаються з бортових фрикційних механізмів і гальм керування ними. У кінематичних схемах першого типу такий механізм повороту широко застосовують для тракторів всіх класів зважаючи на його значну простоту, надійність і достатню ефективність. У них використовують також

планетарні механізми повороту (ПМП) як одноступінчасті, так і двоступінчасті.

Двоступінчастий ПМП, наприклад, використовується в трансмісії вітчизняного дизель-електричного трактора ДЕТ-250М (рис. 4.7).

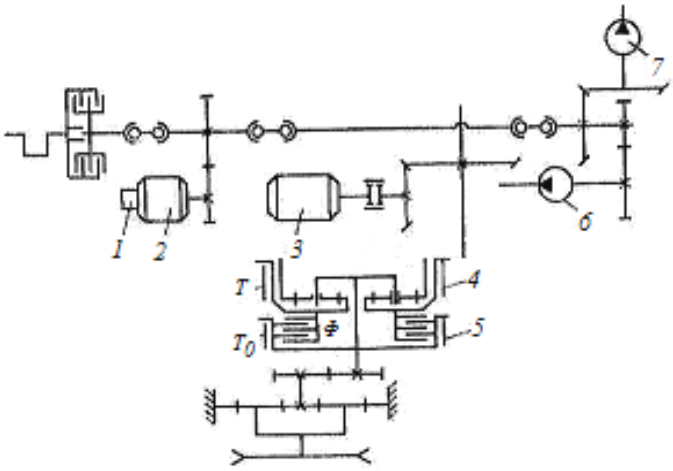


Рисунок 4.7 – Кінематична схема електричної трансмісії: *1* – збудник тягового електродвигуна; *2* – силовий генератор; *3* – тяговий електродвигун; *4* – гальмо ПМП; *5* – зупинне гальмо; *6*, *7* – гідронасоси трактора ДЕТ-250М

За кінематичною схемою другого типу виконують трактори легких класів з потужністю двигуна до 100 кВт або важкі трактори з потужністю двигуна понад 250 кВт.

Особливістю схем другого типу є неможливість чіткого розмежування коробок передач і механізмів повороту та виконання одним агрегатом суміщених функцій. Прикладом кінематичної схеми другого типу є вітчизняний трактор Т-330 (рис. 4.8) з потужністю двигуна 250 кВт.

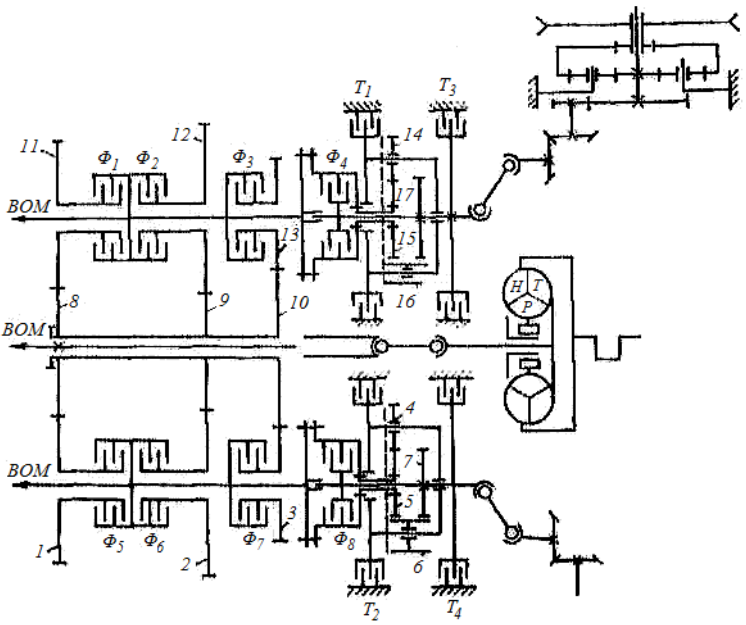


Рисунок 4.8 – Кінематична схема ГМТ трактора Т-330: *1–3* – шестерні лівого проміжного валу, що посаджені на підшипниках кочення; *11–13* – шестерні правого проміжного валу, що посаджені на підшипниках кочення; *4–7* – елементи конструкції планетарного ряду лівого проміжного валу; *8–10* – блок шестерень проміжного валу, що посаджений на підшипниках кочення; *14–17* – елементи конструкції планетарного ряду правого проміжного валу; $Ф_1$–$Ф_8$ – гідропідтискні муфти вмикання передач; $Т_1$–$Т_4$ – дискові гальма

Схема трактора Т-330 також дозволяє при вмиканні будь-якої з трьох бортових передач по бортах здійснювати роздільне реверсування.

За другим типом виконана трансмісія трактора фірми «J.I. Case» «Кейс 450» (рис. 4.9). У схемі трансмісійної установки цих тракторів застосований:

– на вході в КП двоступінчастий редуктор, в якому за допомогою зубчастої муфти вмикається пряма і нижча передачі;

– реверсивний механізм, який діє на обидва проміжних вала КП;

– двоступінчасті бортові КП з перемиканням передач на ходу трактора.

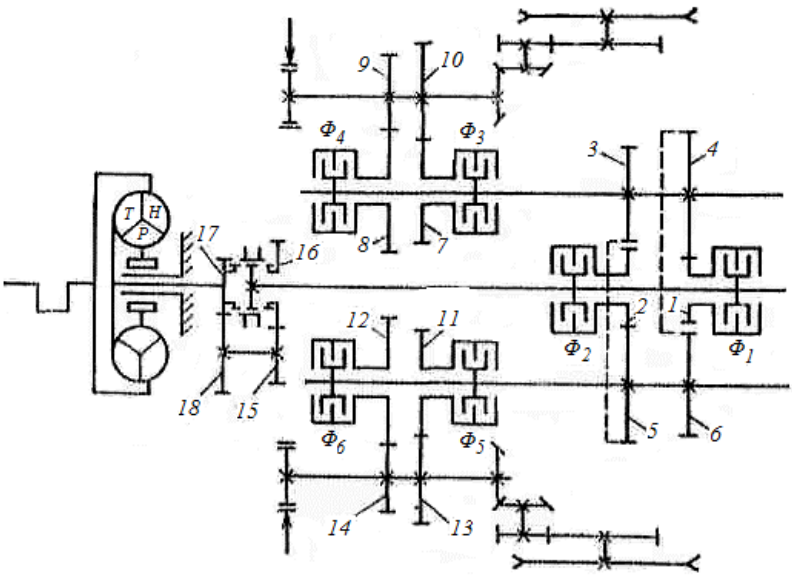


Рисунок 4.9 – Кінематична схема ГМТ гусеничного трактора «Кейс 450» (США): *1, 7, 8, 11–15, 17* – шестерні, що посаджені на валах підшипників кочення; *5, 6, 9–12, 16* – шестерні, жорстко посаджені на валах (шліцьове з'єднання); Ф1–Ф6 – гідропідтискні муфти вмикання передач

Для тракторів з потужністю двигуна від 50 до 100 кВт застосовують трансмісію, в якій фрикційні механізми, які здійснюють реверсування, перенесені на проміжні вали з відповідним збільшенням загальної їх кількості на два. Така схема дозволяє забезпечити як роздільне реверсування, так і вмикання різних передач на кожній гусениці.

Для тракторів легких і середніх тягових класів найбільш доцільні кінематичні схеми першого типу, що забезпечують найменшу металоємність, мінімальне число зубчастих коліс і елементів керування. Для потужних тракторів при виборі типу схеми слід враховувати можливість їх уніфікації з тракторами більш низьких тягових класів.

Схеми кінцевих передач практично повністю залежать від маси трактора. На найлегших тракторах (повна маса 2–8 т) використовують одноступінчасті редуктори.

Зі збільшенням маси трактора збільшується загальне передатне число трансмісії, яке реалізується в кінцевій передачі. У зв'язку з цим на тракторах з масою понад 10 т використовують двоступінчасті редуктори:

– на більш легких – з двома ступенями з нерухомими осями валів шестерень;

– на більш важких – перша ступінь з нерухомими осями валів шестерень і друга – планетарна.

На надважких тракторах застосовується триступінчаста кінцева передача:

– дві ступені – з нерухомими осями валів шестерень (перша й друга);

– одна – планетарна (третя).

4.4 Структурні схеми замкнутих контурів гідрооб'ємно-механічних трансмісій

Встановлено, що двопотокові гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ) представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, якими серійно обладнуються сільськогосподарські трактори. При цьому конструкції ГОМТ розвиваються у бік збільшення частини потужності, що передається механічним шляхом, і зменшення числа фрикційних багатодискових муфт відповідно зменшення кількості діапазонів (піддіапазонів) і складних механічних частин [3].

Перспективним з точки зору підвищення не тільки рівня безпеки дорожнього руху, а й технічного рівня колісних тракторів з ГОМТ, є:

– відмова від використання перемикання з піддіапазона на піддіапазон, оскільки перемикання може супроводжуватися стрибкоподібною зміною тиску робочої рідини, що призводить до ударних режимів у ГОП і зниженню її ресурсу, крім того, покриття всього діапазону швидкості за рахунок зміни лише відносного параметру регулювання ГОП призводить до суттєвого спрощення конструкції трансмісії;

– запобігання циркуляції потужності у замкнутому контурі ГОМТ при виконанні основних технологічних операцій;

– підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії;

– зниження навантаження як на гідравлічну (гідромашини), так і елементи механічної (планетарний ряд (ПР) та зчеплення) частини ГОМТ в процесі гальмування. При некоректному виборі способу гальмування та інтенсивності зміни параметрів регулювання ГОП спостерігається не тільки стрибкоподібна зміна тиску робочої рідини, різке збільшення значень кутових швидкостей ланок ГОМТ, а й зниженням керованості та гальмової ефективності колісних тракторів.

Розроблена методологія визначення раціональної структури та конструктивних параметрів ГОМТ для колісних тракторів, яка базується на орієнтуванні не тільки на кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісії при виконанні трактором технологічної операції «оранка», а й враховує особливості гальмування різноманітними способами та кількісні показники ергономічності трактора [3].

У ГОМТ, що працюють за схемою «диференціал на вході» (рис. 4.10) та «диференціал на виході» (рис. 4.11), існують шість варіантів з'єднання механічної та гідравлічної вітки з ланками ПР (підвищуючий редуктор) (рис. 4.12), які реалізуються у вигляді 24-х схем замкнутих контурів ГОМТ.

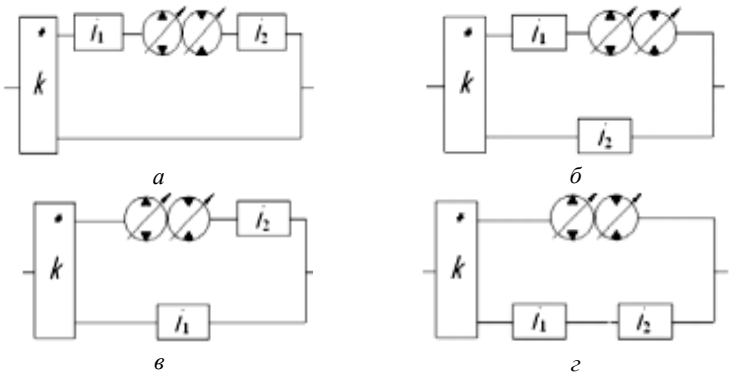


Рисунок 4.10 – Варіанти структурних схем замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході: *а* – два редуктори в гідравлічній вітці; *б* – один редуктор перед ГОП, другий в механічній вітці; *в* – один редуктор за ГОП, другий в механічній вітці; *г* – два редуктори в механічній вітці; * – ПР; *i* – передатне відношення редуктора; *k* – внутрішнє передатне відношення ПР

ПР – планетарного типа, для якого гідравлічна та механічна вітки з'єднані, наприклад, з сонячною та коронною шестернями, а вхід потоку потужності здійснюється через водило.

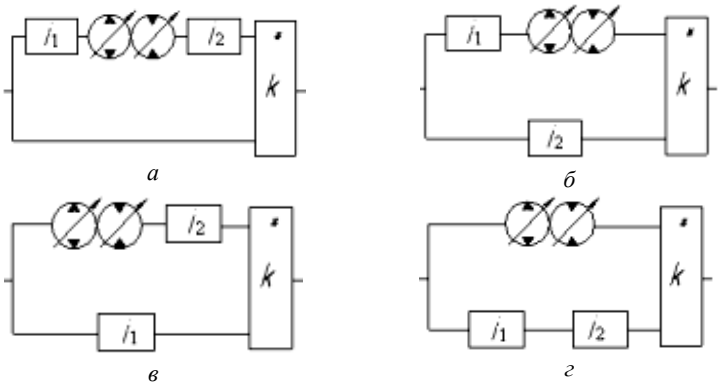


Рисунок 4.11 – Варіанти структурних схем замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на виході (позначення аналогічні рис. 4.10)

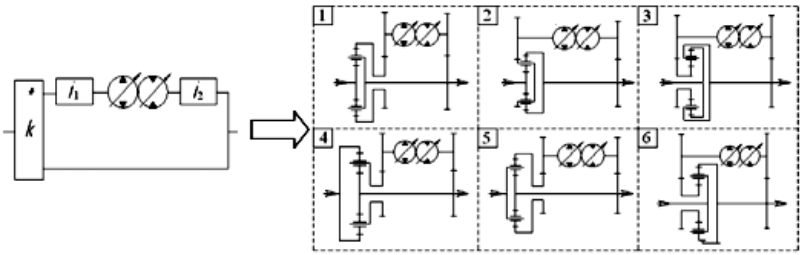
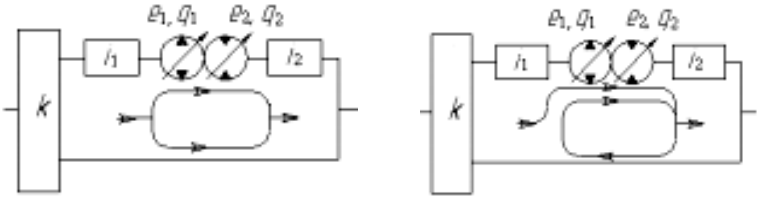


Рисунок 4.12 – Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході та розташуванням двох редукторів у гідравлічній вітці

За результатами теоретичних досліджень встановлено, що в замкнутому контурі ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом, як правило, циркуляція потужності відсутня (рис. 4.13 *а*). При русі заднім ходом з'являється циркуляція потужності, яка приводить до перевантаження гідравлічної вітки. Проте, одним з винятків є схема ГОМТ, де колінчастий вал з'єднаний з епіциклом, механічна вітка замкнутого контуру ГОМТ – з сонячною шестернею ПР, а гідравлічна – з водилом

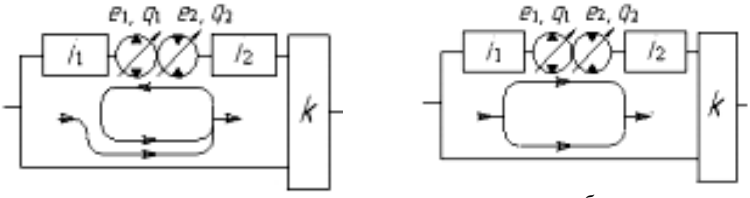
(при розташуванні двох редукторів в гідравлічній вітці). Вище зазначена схема характеризується наявністю циркуляції потужності в замкнутому контурі при русі трактора переднім ходом, що приводить до перевантаження гідравлічної вітки (рис. 4.13 *б*).



а *б*

Рисунок 4.13 – Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом: *а* – циркуляція потужності відсутня; *б* – циркуляція потужності з перевантаженням гідравлічної вітки; e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин

Особливістю схеми ГОМТ з диференціалом на виході є те, що при певних швидкостях руху переднім ходом у замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності (як правило, зі швидкості руху 0,01 км/год до швидкості, яка відповідає $e_1 \approx 0$ (рис. 4.14 *а*), що призводить до перевантаження механічної вітки, а при русі заднім ходом спостерігається постійна циркуляція потужності з перевантаженням гідравлічної вітки.



а *б*

Рисунок 4.14 – Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на виході при русі переднім ходом: *а* – циркуляція потужності з перевантаженням механічної вітки; *б* – циркуляція потужності відсутня; e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин

Перелік посилань

1. Гинзбург Ю. В., Швед А. И. Промышленные тракторы. М. : Машиностроение, 1986.

2. Самородов В. Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів. / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, А. П. Кожушко, Є. С. Пелипенко, М. О. Мітцель / Вісник НТУ«ХПІ». 2014. № 10 (1053). С. 3–10.

3. Бондаренко А. І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20. Харків, 2016. 36 с.

4. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / И. П. Ксеневич, В. М. Шарипов, Л. Х. Арустамов и др.; под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

Запитання для самоперевірки знань

1. Які типи трансмісій застосовуються в конструкції тракторів?
2. Як тип трансмісії трактора пов'язаний з потужністю енергетичної установки?
3. За якими ознаками класифікують трансмісії тракторів?
4. Назвіть тенденції розвитку трансмісій колісних тракторів.
5. Які типи кінематичних схем реалізовані в конструкціях трансмісій гусеничних тракторів?
6. У чому полягають відмінності кінематичних схем, які наведені на рисунках 4.5 і 4.6?
7. У чому полягають відмінності кінематичних схем, які наведені на рисунках 4.8 і 4.9?
8. Як кількість ступенів кінцевих передач пов'язано з повною масою гусеничного трактора?
9. У чому полягають переваги застосування ГОМТ в конструкції трактора?

5 МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ ТРАКТОРІВ

5.1 Призначення, класифікація, застосування, загальний аналіз муфт зчеплення

Муфти зчеплення призначені для:

– передачі обертального моменту з ведучого вала на ведений вал трансмісії;

– плавного, без ривків, зрушення трактора з місця, що забезпечує поступове наростання навантаження на деталі трансмісії;

– швидкого і повного роз'єднання валів двигуна і трансмісії для можливого ненаголошеного перемикання передач;

– обмеження величини переданого обертального моменту для запобігання деталей трансмісії від перевантажень.

Муфта зчеплення, крім загальних вимог, що пред'являються до всіх механізмів, повинна забезпечувати:

– надійну передачу обертального моменту двигуна на ведучий вал трансмісії при всіх умовах експлуатації;

– «чистоту» вимикання, тобто швидке і повне роз'єднання валів двигуна і трансмісії;

– плавне вмикання, тобто поступове наростання моменту на валу трансмісії;

– хороший тепловідвід від деталей, що труться;

– надійне запобігання деталей трансмісії від перевантажень;

– малий момент інерції ведених деталей.

Залежно від способу передачі обертального моменту з вала двигуна на вал трансмісії муфти зчеплення поділяються на:

– гідравлічні – передача обертального моменту здійснюється шляхом використання енергії потоку рідини;

– електромагнітні – передача обертального моменту відбувається в результаті взаємодії електромагнітних полів;

– фрикційні – обертальний момент передається за рахунок сил тертя між деталями.

За наявністю розгалуження потужності при її передачі до трансмісії муфти поділяються на:

– однопотокові;

– двопотокові.

Фрикційні муфти зчеплення, які отримали найбільше поширення на сучасних тракторах, у свою чергу, можуть бути поділені на групи за такими ознаками:

• за формою поверхонь тертя:

– дискові (з одним, двома і багатьма дисками);

– конусні;

– колодкові;

• за конструкцією натискного механізму:

– постійно замкнуті;

– непостійно замкнуті;

• за родом тертя:

– із сухим тертям;

– працюючі в оливі;

• за конструкцією механізму вмикання:

– відцентрові;

– важільні;

– пружинні;

• за способом вимикання муфти:

– механічний;

– пневматичний;

– пружинний.

На сільськогосподарських і промислових тракторах муфти зчеплення широко використовуються в різних механізмах.

Муфти встановлюються:

– між двигуном і коробкою передач;

– в механізмах повороту;

– в коробках передач;

– в приводах до валів відбору потужності й т.д.

Вибір муфти того чи іншого типу визначається функціями, які вона повинна виконувати, конструкцією механізму, в якому монтується муфта, типом і призначенням трактора і, головним чином, умовами його експлуатації. Будь-який тип муфти зчеплення може працювати надійно тривалий час, якщо правильно враховані умови експлуатації, визначено розрахунковий режим роботи та підібрані відповідні матеріали.

Важливим фактором, що визначає надійність роботи будь-якої муфти зчеплення, є добре відведення тепла від її поверхонь,

що труться, і надійне запобігання деталей від попадання абразиву.

Однодискові фрикційні муфти зчеплення відрізняються високою «чистотою» вимикання в порівнянні з усіма іншими муфтами. Необхідний для вимикання однодискових муфт зазор між поверхнями, що труться, невеликий (0,8–1 мм) і його легко забезпечити.

Серед фрикційних муфт зчеплення більш рідкісних регулювань вимагають постійно замкнуті та непостійно замкнуті муфти з компенсаційними пружинами. У цих муфтах забезпечується приблизно стабільна сила натискання поверхонь, що труться, навіть при їх деякому зносі.

Величина сили і робота, яку необхідно затратити на керування муфтою, визначається конструкцією приводу керування. Невеликий момент інерції ведених деталей муфти зчеплення сприяє безударному вмиканню шестерень в коробці передач. Цій вимозі найбільше відповідають однодискові постійно замкнуті муфти зчеплення, конусні та колодкові в цьому відношенні значно гірші, чому вони на даний час мають обмежене поширення.

У непостійно замкнутих муфтах зчеплення як механізмів керування здебільшого використовуються системи ручних важелів, на постійно замкнутих – ножні педалі.

Непостійно замкнуті муфти зчеплення, що мають ручне керування, полегшують маневрування трактором при його русі заднім ходом під час під'їзду до сільськогосподарських знарядь та машин і при русі по тісних і вузьких проходах. Керування за допомогою ножної педалі в цьому випадку ускладнено, так як у тракториста, який сидить впівоберта, щоб дивитися назад, нога може зіскочити з педалі. У цих умовах особливо ускладнюється робота на гусеничних тракторах з роздільним керуванням, коли для крутого повороту пригальмовування гусениці проводиться також за допомогою ножної педалі. Позитивною якістю непостійно замкнутої муфти зчеплення є те, що її можна залишити вимкненою без додатка зовнішньої сили до важелів керування.

При виборі типу натискного механізму керуються призначенням трактора і умовами його експлуатації.

Перераховані вище позитивні якості постійно замкнутих муфт зчеплення роблять доцільним їх застосування на гусеничних сільськогосподарських тракторах, що працюють з причіпними машинами, на будівельних, дорожньо-будівельних, а також на деяких спеціальних колісних тракторах, у яких необхідно забезпечити високу маневреність.

5.2 Загальна будова. Приклади конструкцій муфти зчеплення. Про постійно замкнуті муфти

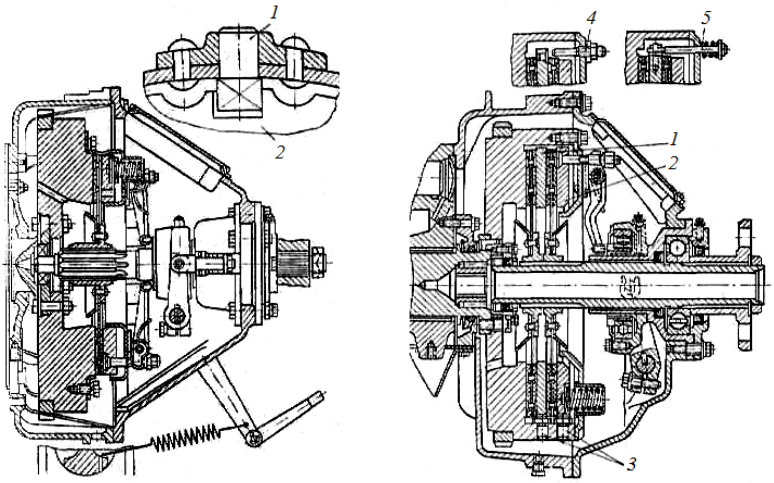
На рисунку 5.1 *а* і *б* представлені конструкції одно- і дводискових муфт зчеплення. Ведучі та натискні диски муфт у всіх конструкціях повинні обертатися як єдине ціле з маховиком двигуна, маючи в той же час можливість осьового переміщення.

В муфті, зображеної на рисунку 5.1 *а*, це досягається за допомогою ведучого пальця з прямокутною головкою, запресованого в кожух муфти. По периметру натискного диска *2* зроблено відповідну кількість пазів (зазвичай три), куди вільно входять головки провідних пальців *1*.

В дводискових муфтах зчеплення з'єднання середнього і натискного дисків (рис. 5.1 *б*) проводиться аналогічно пальцями *3* або болтами, що вільно проходять через отвори цих дисків і укрученими в маховик.

Якщо в однодисковій муфті зчеплення чистота вимикання легко забезпечується примусовим відведенням натискного диска важелями вимикання, то в дводисковій, наприклад, що представлена на рисунку 5.1 *б*, важіль вимикання, відводячи натискний диск *2*, не вплине на середній диск *1*. В цих випадках встановлюються спеціальні виштовхувачі *5* з пружинами. Ці виштовхувачі відтягують середній диск, створюючи необхідний зазор. Щоб середній диск, пересуваючись в осьовому напрямку, не входив в контакт з правим веденим диском, встановлюють обмежувач ходу *4*.

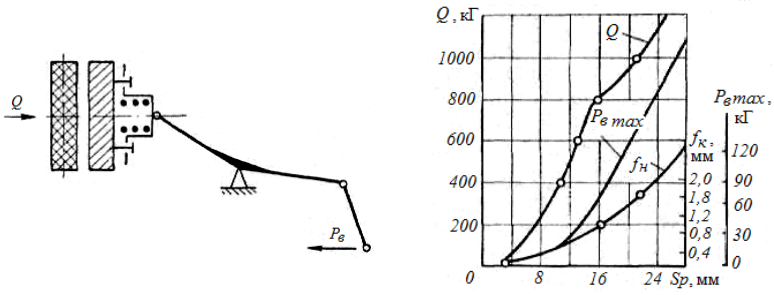
В багатодискових муфтах зчеплення зазвичай не встановлюють спеціальних виштовхувачів, від чого чистота їх вимикання гірша. Роз'єднання поверхонь, що труться, тут відбувається тільки за рахунок сил пружності самих дисків.



а *б*

Рисунок 5.1 – Конструкції постійно замкнутих однодискової і дводискової муфт зчеплення: *а* – конструкція постійно замкнутої однодискової муфти зчеплення: *1* – головки ведучих пальців; *2* – натискний диск; *б* – конструкція постійно замкнутої дводискової муфти зчеплення: *1* – середній диск; *2* – натискний диск; *3* – палець; *4* – обмежувач ходу; *5* – виштовхувач з пружиною

На рисунку 5.2 *а* зображена схема муфти зчеплення з компенсаційними пружинами невеликої жорсткості, що встановлюються при складанні натискного механізму в попередньо стислому стані.



а *б*

Рисунок 5.2 – Схема натискного пристрою постійно замкнутої муфти з компенсаційними пружинами: *а* – схема; *б* – регулювальна характеристика

Конструкція такої муфти зображена на рисунку 5.3. Процес вмикання муфти зчеплення цього типу можна розділити на два етапи.

Перший етап – від початку натискання на диски до того моменту, коли натискна сила стане рівній силі попереднього затягування компенсаційних пружин. Протягом цього періоду пружини не впливають на перебіг регулювальної характеристики.

Другий етап – подальший рух втулки, при якому натискна сила стає більше сили попереднього затягування пружин, і пружини входять у число деталей, що деформуються.

При розгляді регулювальної характеристики (рис. 5.2 *б*) видно дві ділянки, які відповідають двом етапам вмикання муфти зчеплення. На першому етапі, коли компенсаційні пружини не працюють, сила стиснення Q дисків зростає швидко. За перехід до другого етапу відповідає перелом кривої, збільшення сили на другому етапі відбувається менш інтенсивно.

Такий характер зміни сили стиснення дисків створює наступні переваги.

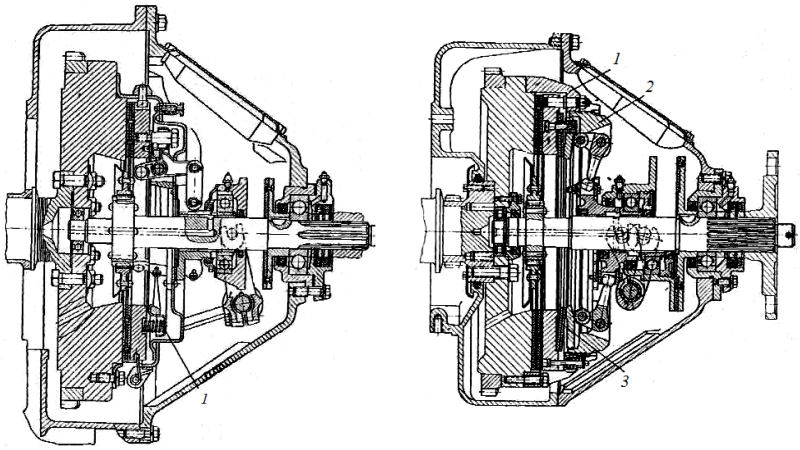
По-перше, різко збільшується міжрегулювальний період роботи муфти зчеплення. Так, при зносі поверхонь, що труться, на 0,85 мм коефіцієнт запасу муфти зчеплення знижується з 2,5 лише до 2.

По-друге, невелика чутливість до регулювань муфти зчеплення. Навіть при відносно великій помилці при установці регулювального елемента натискного механізму коефіцієнт запасу муфти змінюється незначно.

Великий вплив на характер регулювальної характеристики надає підбір компенсаційних пружин.

Як компенсаційні пружини найбільшого поширення набули циліндричні пружини, розташовані по периферії диска. Рідше використовуються діафрагмові (тарілчасті) пружини.

Муфти зчеплення з циліндричними, попередньо затягнутими пружинами (рис. 5.3), встановленими по периферії натискного диска, відрізняються відносно простою конструкцією і невеликим моментом інерції ведених деталей.



а *б*

Рисунок 5.3 – Непостійно замкнута муфта зчеплення з компенсаційними пружинами, встановленими по периферії натискного диска і з тарілчастою компенсаційною пружиною: *а* – непостійно замкнута муфта зчеплення з компенсаційними пружинами, встановленими по периферії натискного диска: *1* – попередньо затягнуті пружини; *б* – непостійно замкнута муфта зчеплення з тарілчастою компенсаційною пружиною: *1* – корпус; *2* – регулювальне кільце; *3* – діафрагмова пружина

Муфти зчеплення з діафрагмовою компенсаційною пружиною *3* (рис. 5.4), попереднє затягування якої здійснюється за допомогою регулювального кільця *2*, загорнутого в корпус *1*, також досить прості за конструкцією і мають невеликий момент інерції ведених деталей.

До недоліків муфти зчеплення з пружинною сергою *5* (рис. 5.4), встановленої в натискному механізмі, належить велика металоємність конструкції, значний момент інерції ведених деталей і недостатній відвід тепла від ведучого диска *2*, так як фрикційні накладки закріплені на передньому *1* і задньому *3* дисках.

Для зменшення негативного впливу відцентрових сил при виготовленні муфт зчеплення її деталі балансують (натискні диски балансують з точністю до 15–20 Г·см; ведені диски з маточинами – до 30–40 Г·см). Урівноваження деталей досягається зняттям металу під час свердління отворів. Для

забезпечення чистоти вимкнення в конструкціях цього типу муфт зчеплень передбачаються пружинні виштовхувачі *4* різних типів (рис. 5.3, 5.4).

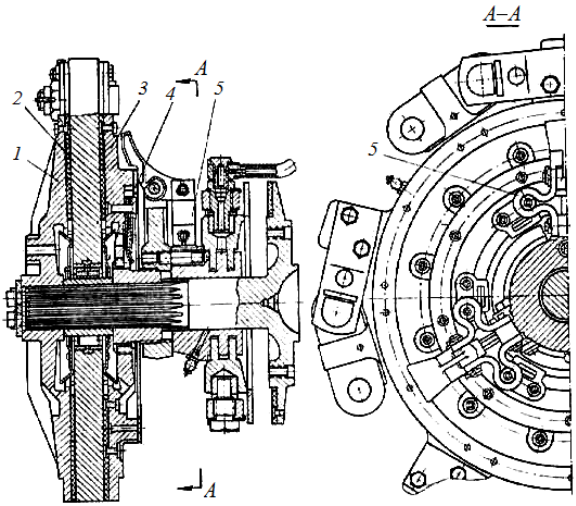


Рисунок 5.4 – Непостійно замкнута муфта зчеплення з компенсаційною пружиною, виконаної у вигляді серги: *1* – передній диск; *2* – ведучий диск; *3* – задній диск; *4* – пружинні виштовхувачі; *5* – пружинна серга

5.3 Особливості будови муфт зчеплення з гідравлічним натисканням на поверхні, що труться, які працюють в оливі

Для вмикання передач, блокування планетарних механізмів і гідродинамічних трансформаторів, а також в ряді інших випадків широко використовуються фрикційні муфти, у яких стиснення поверхонь, що труться, здійснюється не пружинами, а під тиском оливи.

Стрічкові гальма для цих цілей використовуються рідше, тому що в порівнянні з дисковими муфтами вони мають меншу поверхню тертя.

Муфти, що працюють в оливі, забезпечують порівняно з сухими більш стабільний коефіцієнт тертя і тепловий режим деталей.

Для керування цими муфтами зазвичай використовують гідравлічний привід. За конструкцією такі муфти можна поділити на дві основні групи:

– муфти із закріпленими від осьових переміщень циліндрами;

– муфти з рухомим (в осьовому напрямку) циліндром.

На рисунку 5.5 *а* представлена схема конструкції муфти з нерухомим циліндром, яка використовується для вмикання шестерень коробки передач. Фасонний барабан *9* закріплений на валу *1*. Циліндричне розточування *6* цього барабана використовується в якості гідроциліндра, де рухається поршень *4*, фланець якого є натискним диском багатодискової муфти зчеплення. На внутрішній поверхні барабана *9* нарізані шліци, де встановлені ведучі диски *7*. Ведені диски *8* муфти встановлені па шліцах веденого барабана *10*, виконаного за одне ціле з шестернею *11* коробки передач. При вмиканні муфти олива по каналу *2* подається до поршня *4*, який, переміщаючись вправо, стискає пакет дисків. При вимиканні муфти канал *2* відкривається «на злив» і під дією попередньо стиснутої пружини *3* поршень повертається у вихідне положення.

На рисунку 5.5 *а* приведена конструкція двох (здвоєних) муфт зчеплень *1* і *3*, кожна з яких вмикається за допомогою одного загального рухомого в осьовому напрямку циліндра *2*.

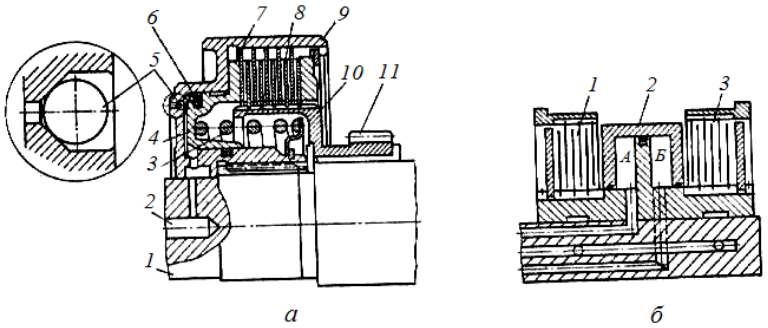


Рисунок 5.5 – Багатодискові муфти з гідравлічним натисканням на поверхні, що труться: *а* – із закріпленим циліндром: *1* – вал; *2* – канал; *3* – пружина; *4* – поршень; *5* – кульковий клапан; *6* – циліндричне розточування; *7* – ведучі диски; *8* – ведені диски; *9* – фасонний барабан; *10* – ведений барабан; *11* – шестерня коробки передач; *б* – з рухомим циліндром: *1*, *3* – муфти зчеплення; *2* – циліндр

При обмежених габаритах муфт розміщення потужних пружин викликає труднощі, тому приймаються різні заходи для зниження цього зусилля. Одне з таких заходів – установка проміжного важеля між пружиною і натискним диском (поршнем). Цей спосіб через складність в даний час отримав невелике поширення.

У спарених муфтах з рухомими циліндрами (рис. 5.5 *б*) відцентрові сили мас рідини, укладених в порожнинах А і Б, взаємно врівноважуються, тому в цьому випадку віджимні пружини не встановлюються. Подібні конструкції не набули широкого поширення через складність ущільнення деталей.

Найбільш перспективним є метод оснащення системи різного роду зливними (скидальними тиск) пристосуваннями.

З цією метою, наприклад, в циліндрі робиться кілька отворів *1* (*3*, *4* отвори діаметром 1–2 мм), які постійно узагальнюють надпоршневий простір з картером (рис. 5.6 *а*). Недоліком методу є постійний витік оливи, так що для створення необхідного тиску доводиться мати підвищену продуктивність насоса. При вимиканні муфти олива викидається з надпоршневого простору і відцентрові сили перестають протидіяти віджимній пружині.

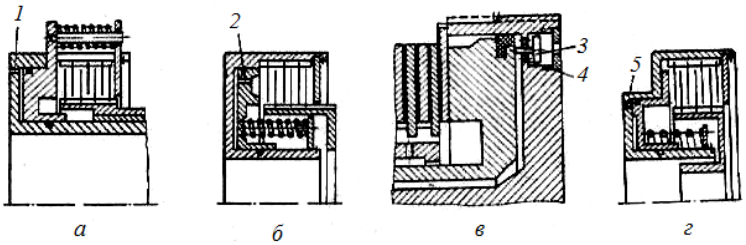


Рисунок 5.6 – Конструкція зливних отворів у муфтах з гідравлічним натисканням на поверхні, що труться: *а* – отвори відкриті постійно; *б* – отвори відкриваються при вимиканні муфти; *в* – отвори перекриваються клапаном; *г* – отвори з відцентровим кульковим клапаном; *1*, *2*, *4* – отвори; *3* – клапан; *5* – кульковий клапан

Іншим недоліком цього способу є те, що через невеликий розмір отворів процес вимикання муфти затягується. Наявність зливних отворів дозволяє зменшити зусилля віджимних пружин приблизно вдвічі.

Щоб прискорити процес вимикання муфти не завищуючи потужності віджимних пружин і насоса, що подає оливу, роблять отвори, які відкриваються тільки в момент вимикання фрикціона.

На рисунку 5.6 *б* представлена схема конструкції, у якій зливні отвори *2* одним кінцем виходять у надпоршневий простір, а другим в сторону дисків (диск, прилеглий до поршня, не має канавок). Коли муфта увімкнена, диски притиснуті до поршня і зливний отвір закритий. При вимиканні муфти диски відходять від торця поршня, отвори відкриваються і олива під дією відцентрових сил викидається з надпоршневого простору.

На рисунку 5.6 *в* зображена схема, у якій зливний отвір *4* перекривається клапаном *3*. Між тарілкою клапана і днищем поршня встановлений штифт. При увімкненій муфті клапан перекриває зливний отвір. При вимиканні поршень під дією віджимних пружин, відходячи вправо, натискає на штифт і клапан відкривається.

На рисунку 5.6 *а* і *г* представлена конструкція автоматично працюючого під дією відцентрових сил кулькового клапана *5* (подібна конструкція виконана у тракторі «Джон-Дір»). При увімкненій муфті тиском оливи кульковий клапан притискається до гнізда, перекриваючи його. При вимкненні муфти, коли тиск оливи, створюваний насосом, перестає діяти, відцентрова сила, яка розвивається кулькою, подолає тиск оливи, створене відцентровими силами маси рідини $P_ц$, що притискають кульку до гнізда, і клапан відкриється (зазвичай робиться один отвір *7* діаметром 5 мм).

При використанні муфт зчеплення в коробках передач при роботі трактора увімкнена тільки одна з муфт, а інші в цей час повинні бути вимкнені.

У багатодискових муфтах зчеплення, що працюють в оливі, незважаючи на різні пристосування, все ж важко домогтися повної чистоти вимкнення, внаслідок чого є деякий залишковий момент. Тому у вимкнених муфтах виділяється тепло і зношуються тертьові поверхні. Для усунення зазначеного недоліку у більшості конструкцій на поверхні, що труться, подається охолоджуюча олива. Протікаючи між лещатами вона сприяє їх роз'єднанню, одночасно охолоджуючи їх і видаляючи продукти зносу. Щоб диски додатково не віджималися під дією

відцентрових сил, які діють на охолоджуючу оливу, проходячи через канавки на їх торцевих поверхнях, необхідно обмежувати кількість оливи, що подається. Деякі автори на основі експериментальних даних рекомендують для утворення стійкої плівки з оливи та охолодження дисків забезпечувати питому витрату оливи через канавки на поверхнях тертя, що дорівнює $(7–8)^{-4} – 10^{-4}$ м^3/м^{2}с. Однак ця рекомендація може бути прийнята як суто орієнтовна. Поки що немає перевірених рекомендацій для розрахунку кількості оливи, що подається для охолодження дисків, і її кількість підбирають дослідним шляхом при доведенні конструкції.

5.4 Порівняльна оцінка фрикційних і гідродинамічних муфт

Гідродинамічні муфти, в порівнянні з фрикційними, мають наступні позитивні якості:

– значно знижують динамічні навантаження трансмісії та двигуна при різких змінах режиму роботи, що підвищує надійність і довговічність конструкції. За даними деяких дослідників, при використанні гідродинамічних муфт динамічні навантаження трансмісії знижуються при різкому рушанні з місця у 1,5–4,5 рази, при розгоні машини – у 3 рази, наїзді на нерівності – у 2–3 рази;

– допускають тривалу роботу з великою пробуксовкою ведучих і ведених елементів;

– не вимагають регулювань в процесі роботи, так як деталі муфти практично не зношуються;

– спрощують керування машиною;

– підвищують прохідність тракторного агрегату.

Однак поряд з перевагами гідродинамічні муфти мають і недоліки.

– гідродинамічні муфти не забезпечують «чистоту» вимикання; муфта завжди «веде», що ускладнює перемикання передач;

– навіть на найвигідніших режимах муфта завжди працює з буксуванням (ковзанням) 2–4%, що знижує економічність і продуктивність роботи.

Незважаючи на істотні недоліки застосування гідродинамічних муфт виправдовується на машинах, які постійно працюють при змінних режимах, коли потрібно часто міняти напрям руху, перемикати передачі при різкій зміні робочого опору (бульдозери, дорожньо-будівельні машини, трелювальні трактори й т.д.). На сільськогосподарських тракторах ці муфти знаходять обмежене поширення (Німеччіна, Франції).

5.5 Конструкції гідродинамічних муфт

Недоліки, які властиві гідродинамічним муфтам, усуваються різними способами.

Наприклад, заходи, що поліпшують «чистоту» вимикання гідродинамічної муфти, можна поділити на дві групи:

– повністю забезпечують «чистоту» вимикання;

– частково поліпшують «чистоту» вимикання.

Якщо в трансмісії трактора встановлена механічна, ступінчаста коробка передач з нерухомими валами, то для забезпечення «чистоти» вимикання гідродинамічної муфти перед нею або за нею встановлюють звичайну фрикційну муфту зчеплення. При перемиканні передач попередньо вимикають фрикційну муфту, повністю роз'єднуючи вали. Порівняно зі звичайною така конструкція виходить складніше і металоємність трансмісії збільшується.

Якщо в трансмісії за гідродинамічною муфтою встановлена планетарна коробка, то її фрикційні елементи виконують роль муфти в попередній конструкції.

Серед заходів, що повністю вирішують проблему «чистоти» вимикання, але поліпшують роботу, слід зазначити установку «порога». «Поріг» являє собою кільцеву перегородку, що встановлюється в колі циркуляції в місці виходу потоку робочої рідини з турбіни.

При великому числі обертів відцентрові сили великі і циркулюючий потік розташовується ближче до периферії кола циркуляції, внаслідок чого наявність перегородки не заважає його руху. При зменшенні обертів вала двигуна відцентрові сили зменшуються і потік рідини наближається до центру муфти. Наявність перегородки в цьому випадку перешкоджає циркуляції потоку, що зменшує «залишковий» момент. З цією ж метою в

деяких муфтах лопатки насоса *2* і турбіни *1* (рис. 5.7) роблять різної довжини і під лопатками в колесі насоса виконується спеціальна порожнина *3*.

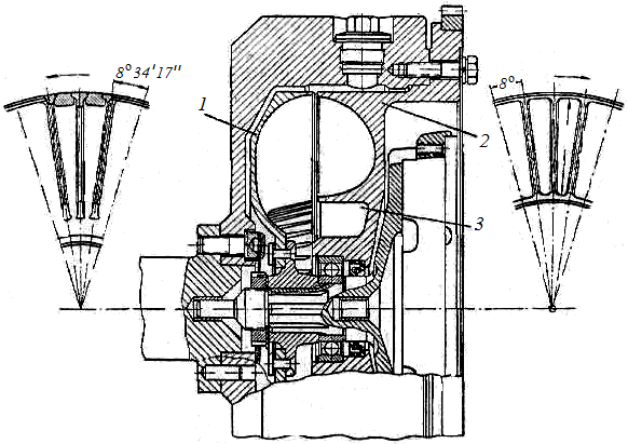


Рисунок 5.7 – Гідродинамічна муфта трактора «Альгайер»:
1 – колесо турбіни; *2* – колесо насоса; *3* – порожнина

Останній спосіб простий, внаслідок чого він отримав поширення, коли робочі колеса гідродинамічної муфти робляться литими.

Для того, щоб збільшити економічність і продуктивність роботи тракторів, застосовують блокування гідродинамічної муфти. Блокування полягає в тому, що в потрібні моменти, зазвичай при сталій роботі, ведучий і ведений вали з'єднуються в одне ціле. Блокування може здійснюватися примусово або автоматично. Як блокувальні пристрої використовуються фрикційні елементи різних конструкцій. При роботі може виникнути вібрація лопаток робочих коліс. Щоб уникнути резонансу число лопаток на колесах насоса і турбіни роблять різним. При роботі температура робочої рідини підвищується, що призводить до збільшення її обсягу. Щоб не викликати перевантаження ущільнюючих пристроїв і витоку порожнину муфти заповнюють робочою рідиною приблизно на 9/10 обсягу.

Характерною особливістю гідродинамічної муфти, встановленої на колісних тракторах «Альгайер» (рис. 5.8) [5], є те, що робоче колесо насоса *2*, що відлите з сірого чавуну, має укорочені лопатки, а колесо турбіни *1*, що виготовлене з алюмінієвого сплаву, подовжені.



Рисунок 5.8 – Трактор «Альгайер» (Німеччина, 40-і – 50-і роки минулого століття), модель P111 з одноциліндровим двигуном із повітряним охолодженням: V_h = 822 см^3; N_e = 12 к.с.

Колесо насоса має 45 лопаток, а турбіни – 42. Послідовно за гідромуфтою в трансмісії трактора встановлюється однодискова фрикційна муфта. Зазор між торцями коліс насоса і турбіни 2–3 мм.

Перелік посилань

1. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / И. П. Ксеневич, В. М. Шарипов, Л. Х. Арустамов и др.; под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

2. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М. : Машиностроение, 1968.

3. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983.

4. Гинзбург Ю. В. и др. Промышленные тракторы. М. : Машиностроение, 1986.

5. История самых красивых тракторов компании Porsche Diesel.http://carakoom.com/blog/istoriya-samyh-krasivyh-traktorov-kompanii-porsche-diesel.

Запитання для самоперевірки знань

1. Які функції виконують муфти зчеплення?

2. За якими ознаками характеризуються муфти зчеплення?

3. В яких складових частинах трансмісії встановлюють муфти зчеплення?

4. У чому переваги муфт зчеплення, що працюють в оливі?

5. За рахунок яких конструктивних рішень забезпечується чистота вимикання гідродинамічної муфти?

6. Які переваги мають гідравлічні муфти у порівняні зі звичайними фрикційними?

7. З яких частин складається гідродинамічна муфта зчеплення?

8. У чому полягає особливість робочого процесу при вимиканні постійно ввімкненої муфти?

6 ПРИСТАВКИ ТА СПЕЦІАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ДО КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРІВ

На сучасних тракторах широкого поширення набула постановка до коробок передач спеціальних механізмів (приставок), які покращують їх динамічні та економічні якості.

До таких приставок відносяться:

– збільшувачі обертального моменту;

– гідротрансформатори, різного роду пристрої, що працюють з використанням гідравлічних зусиль (гідроприставки).

6.1 Збільшувачі обертального моменту

Збільшувачі обертального моменту (ЗОМ) – це механізми, які без розриву потоку потужності збільшують обертальний момент, що передається від двигуна до коробки передач при розгоні або перевантаженнях.

Співвідношення передавальних чисел ЗОМ нижчої і вищої ступенів знаходиться в межах 1,2–1,35. Є ЗОМ, в яких цей показник дорівнює 1,5–1,6.

Розрізняють ЗОМ з планетарними і непланетарними редукторами, зовнішнього та змішаного зачеплень шестерень.

ЗОМ складається з наступних елементів (рис. 6.1 *а*):

– ведучі *1* (вал, шестерня);

– ведені *2* (блок шестерень, вал з шестернею);

– гальмо *3*;

– муфта *Ф*.

Якщо гальмо *3* (рис.6.1 *а*) зупинено, то співвідношення частот обертання шестерен веденої і ведучої ланок виражається рівнянням:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i}, \qquad (6.1)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання ведучого вала, рад/с;

ω_2 – кутова швидкість обертання веденого вала, рад/с;

i – передатне відношення редуктора.

Якщо вимкнені муфта *Ф* і гальмо *3*, то під дією моменту M_o (момент опору руху) може зупинитися ведений вал *2*. Тоді частота обертання диска гальма *3* визначиться наступним рівнянням:

$$\omega_m = \frac{\omega_1}{1-i}, \tag{6.2}$$

де ω_m та i – кутова швидкість обертання диска гальма і передатне число редуктора.

При $i \approx 1$ частота ω_m обертання диска гальма *3* зростає до більшого значення і веде до зношування підшипників, зуб'їв шестерень редуктора. Для усунення цього недоліку в конструкціях таких ЗОМ замість гальма ставлять муфту вільного ходу, при якій ω_2 не може зрости більше $\omega_1 \cdot i^{-1}$.

При вмиканні зчеплення *Ф* муфта вільного ходу розмикається, а при вимиканні *Ф* замикається на корпус через вплив M_o на ведену ланка *2*, при цьому зупиняється водило і вмикає нижчу передачу. ЗОМ з муфтою вільного ходу застосовують на ДТ-75МВ, К-701, МТЗ-80. ЗОМ керується стрічковими гальмами або гідроприводом.

На рисунку 6.1 *г* показаний ЗОМ змішаного зачеплення, застосовуваний на тракторі «Зетор» (Чехословаччина). Керують ним стрічковим гальмом *2* і блокувальною муфтою *3* з гідровмиканням. Ведуча ланка – коронна шестерня *1*, ведена – водило *4*.

Приклад непланетарних ЗОМ показаний на рисунку 6.1 *д* і має ведучий *1*, ведений *2* і проміжний *3* вали. Вища передача вмикається фрикціоном $Ф_1$, минаючи редуктор, нижча – $Ф_2$, яку можна встановлювати на будь-якому з трьох валів. Фрикційні зчеплення можуть мати різного виду привід керування (нижча – механічний, вища – гідравлічний), що ускладнює конструкцію ЗОМ.

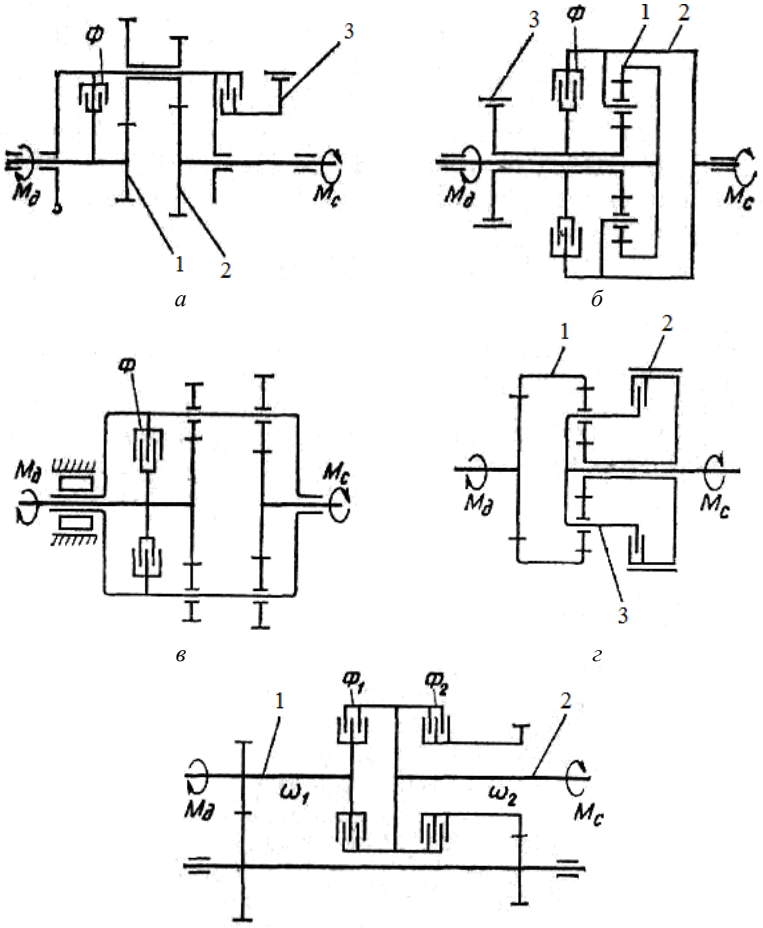


Рисунок 6.1 – Схема ЗОМ: *а* – зовнішнього зачеплення; *б* – змішаного зачеплення: *1* – ведуча ланка; *2* – ведена ланка; *3* – гальмо; *в* – з муфтою вільного ходу; *г* – змішаного зачеплення зі стрічковим гальмом: *1* – коронна шестерня; *2* – стрічкове гальмо; *3* – водило; *д* – планетарний механізм: *1* – ведучий вал; *2* – ведений вал; *3* – проміжний вал

ЗОМ може бути вмонтовано і після основної коробки передач. ЗОМ може, використовуючи рухомий блок шестерень, мати кілька ступенів і режимів роботи, що розширює діапазон передач і підвищує ефективність його застосування.

6.2 Гідротрансформатори

Гідротрансформатор обертального моменту (ГТОМ) відрізняється від гідравлічного зчеплення постановкою третього колеса – реактора. Реактор встановлюється на обгоній муфті та є нерухомим в одному напрямку обертання (рис. 6.2). При цьому ГТОМ працює у режимі трансформації обертального моменту. Однак є режими роботи, при яких потік трансформаторної оливи діє з іншої сторони лопаток реактора, і він стає рухливим. При цьому гідротрансформатор переходить на режим роботи гідравлічної муфти. Також деякі конструкції ГТОМ передбачають блокування насосного та турбінного коліс. Тоді режим трансформації обертального моменту не відбувається.

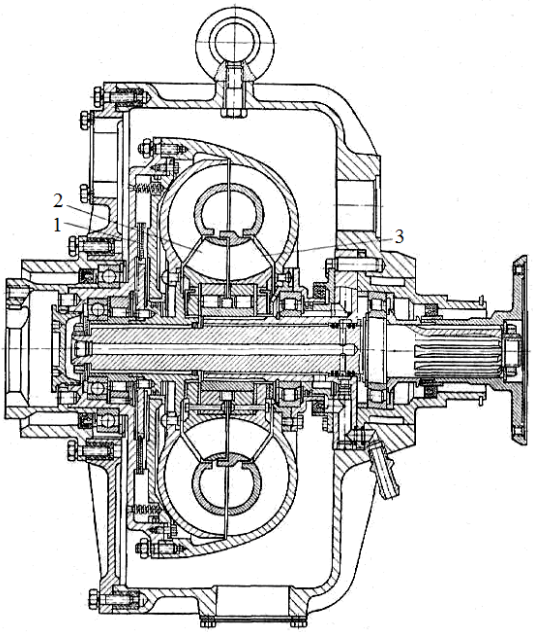


Рисунок 6.2 – Гідродинамічний трансформатор конструкції НАТІ:
1 – блокувальна муфта; *2, 3* – реактивні колеса

Насосне колесо приводиться в обертання від двигуна, а турбінне колесо сполучене з вихідним (веденим) валом. При обертанні колінчастого вала в насосному колесі олива перетікає

від внутрішніх країв лопаток до зовнішніх, б'ючись о лопатки турбіни, віддає частину накопиченої кінетичної енергії і турбіна обертається. Від турбіни олива йде до реактора та від нього до внутрішніх країв лопаток насоса.

Обертальний момент гідротрансформатора на турбінному колесі не дорівнює (як у гідравлічних зчепленнях) моменту насосного колеса M_1, а змінюється на величину моменту реактора M_3:

$$M_2 = M_1 + M_3. \tag{6.3}$$

ГТОМ перетворює обертальний момент у двигунах. Зі збільшенням навантаження і зменшенням обертів турбіни в порівнянні з обертами насосного колеса турбіна сприймає більше кінетичної енергії від рідини і зростає момент M_2.

Якщо турбіна зупинена (загальмована моментом опору M_o), то частота її обертання n_2=0 і момент M_2 буде максимальний, а коефіцієнт прослизання S=1.

Коли частота обертання n_2 дорівнює частоті обертання насосного колеса n_1, коефіцієнт прослизання S=0 і момент турбіни M_2=0. Таким чином, прослизання гідротрансформатора – необхідна умова передачі моменту від насоса до турбіни.

Перетворюючі властивості ГТОМ характеризуються коефіцієнтом гідротрансформації:

$$k = \frac{M_2}{M_1}, \tag{6.4}$$

де M_2 і M_1 – відповідно моменти на відомому та ведучому валах (турбінне і насосне колеса).

Аналіз використання гідромеханічних трансмісій на тракторах показує, що доцільність їх використання визначається умовами експлуатації трактора. Робота трактора, при якій можливі тривалі навантаження не перевищують 15–20% номінального навантаження двигуна, робить недоцільним

застосування гідродинамічних трансформаторів, так як внаслідок низького ККД останні забезпечують меншу, в порівнянні з механічною трансмісією, потужність на вихідному валу. В цих умовах трактор з механічною трансмісією, маючи приблизно таку ж динаміку, забезпечує більш економічну роботу. За умовами роботи сільськогосподарські трактори підходять до цього типу машин. В умовах, коли тривалі перевантаження перевищують номінальний момент двигуна більш ніж на 20%, застосування гідродинамічних трансформаторів, що знижують перевантаження двигуна і запобігають його зупинці в роботі, стає доцільним. У цих випадках раціонально встановлювати гідродинамічний трансформатор з автоматичним блокуванням. Він включається тільки при перевантаженнях трактора, виконуючи роль автоматичного, безступінчастого збільшувача обертального моменту. При нормальних умовах роботи гідродинамічний трансформатор заблокований і трактор працює як зі звичайною механічною коробкою передач. У машин, що працюють в особо важких умовах експлуатації (бульдозери, скрепери, навантажувачі та ін.), застосування гідродинамічних трансформаторів особливо доцільне. Таким чином, використання гідромеханічної трансмісії може бути виправдане на тракторах загального призначення, в яких при нормальній роботі гідродинамічний трансформатор повинен бути заблокований. Коробка передач у цього типу тракторів повинна бути механічна з великим числом передач.

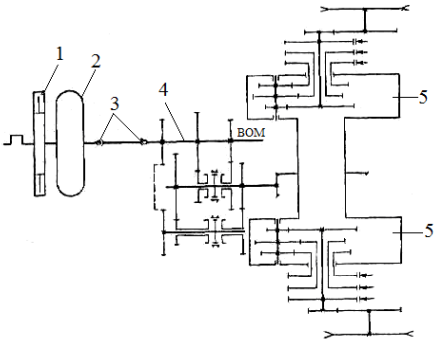
Особливістю промислового трактора з гідродинамічною трансмісією, який основні роботи здійснює при ввімкненому гідродинамічному трансформаторі, є невелике число передач в механічній коробці.

Гідромеханічні трансмісії зустрічаються зараз на всіх типах і класах тракторів, особливо бурхливо розвиваються ці трансмісії на потужних промислових машинах. За даними фірми «Аліс Чалмерс», установка гідродинамічного трансформатора на потужному промисловому тракторі підвищує його вартість на 7%, а вага зростає на 1,5%. Продуктивність такої машини підвищується на 10–15%, що швидко окупає всі витрати.

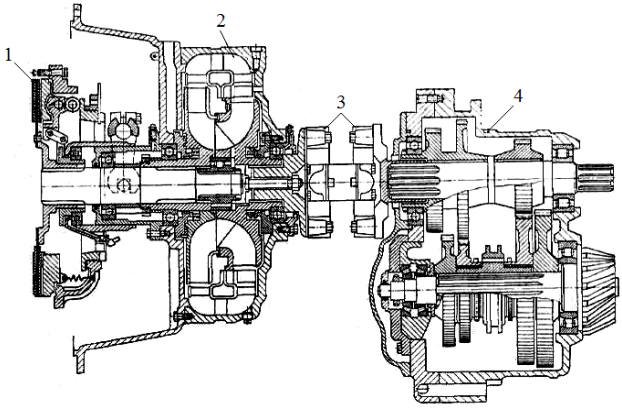
У тих випадках, коли механічна коробка не забезпечує перемикання передач на ходу, в трансмісію включається

фрикційна муфта зчеплення, яка монтується або між двигуном і гідродинамічним трансформатором, або між гідродинамічним трансформатором і механічною коробкою передач. Ця муфта необхідна для безударного перемикання передач в механічній коробці.

На рисунку 6.3 *а* і *б* представлена схема трансмісії гусеничного трактора «Інтернаціонал ТД-24ТС» промислового призначення.



а



б

Рисунок 6.3 – Гідромеханічна передача гусеничного трактора «Інтернаціонал» ТД-24-МС: *а* – схема трансмісії; *б* – схема гідромеханічної передачі; *1* – фрикційна однодискова непостійно замкнута муфта зчеплення; *2* – триступеневий гідротрансформатор; *3* – шарнірна з'єднувальна муфта; *4* – механічна коробка передач; *5* – двоступеневий планетарний механізм повороту

На колісних тракторах фірми «Кейс» (рис. 6.4) може встановлюватися однопотокова гідромеханічна трансмісія.



Рисунок 6.4 – Трактор Case IH Quantum N75: двигун V_h = 2,2 л; N_e = 78 к.с. (57 кВт); задній привід з можливістю вмикання переднього моста (4WD); повністю силове перемикання передач (Full PowerShift); кількість передач КПП – 16 вперед/16 назад; вага (без урахування ваги баластів) – 2000 кг

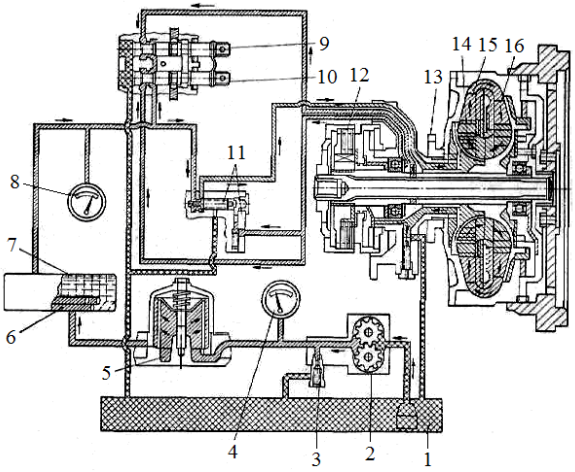
Трансмісія трактора складається з одноступінчастого гідродинамічного трансформатора і звичайної, з рухомими шестернями, чотири- або восьмишвидкісної коробки передач.

Характерною особливістю гідродинамічного трансформатора є те, що в одному блоці з ним змонтовані блокувальна муфта гідродинамічного трансформатора і муфта зчеплення (для перемикання передач в механічній коробці). Обидві ці фрикційні муфти працюють в трансмісійній оливі і стиснення поверхонь, що труться, відбувається під тиском трансмісійної оливи, яка подається у бустер натискного пристрою.

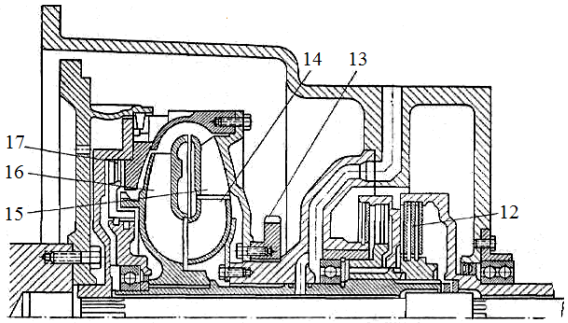
При включенні блокувальної муфти: гідродинамічний трансформатор вимикається (блокується) і трактор працює як при звичайній механічній трансмісії. При вимиканні блокувальної муфти гідродинамічний трансформатор включається в роботу, забезпечуючи чотири або вісім (в залежності від типу встановленої механічної коробки передач) діапазонів автоматичного, безступеневого регулювання. Муфтою зчеплення

керують ножною педаллю, а блокувальною муфтою – важелем, встановленим під рульовим колесом.

Гідравлічна система підживлення та поздовжній розріз гідродинамічного трансформатора трактора «Кейс» представлені на рисунку 6.4 *а* і *б*.



а



б

Рисунок 6.4 – Гідромеханічна трансмісія трактора «Кейс»:
а – схема підживлення; *б* – схема гідродинамічного трансформатора;
1 – масляна ванна; *2* – насос; *3* – запобіжний клапан; *4* – термометр;
5 – фільтр; *6* – теплообмінник; *7* – радіатор двигуна; *8* – манометр;
9 – золотник вмикання муфти блокування; *10* – золотник вмикання муфти зчеплення; *11* – клапани; *12* – муфта зчеплення; *13* – шестерня приводу насоса; *14* – реактор гідротрансформатора; *15* – насос гідротрансформатора;
16 – турбіна; *17* – муфта блокування

6.3 Гідравлічні ходозменшувачі

В якості гідроприставок застосовують механізми, що включають у себе гідронасос або гідромотор. Такі приставки монтують в ходозменшувачі та ставлять між двигуном і коробкою передач. Якщо ходозменшувач має гідронасос або гідромотор, то його називають *гідроходозменшувачем* і застосовують для тих же цілей, що і шестеренні ходозменшувачі. У поєднанні з коробкою передач вони розширюють діапазон швидкостей.

Гідроходозменшувачі, які встановлюються на сучасні трактори, працюють за принципом об'ємного гідрогальма дросельного регулювання і мають наступні позитивні якості:

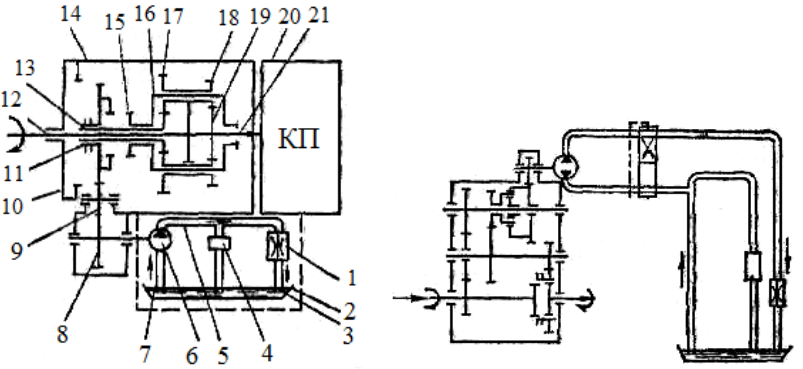
– малі габарити;

– невелику масу;

– прості в конструкції;

– дешевше через застосування тільки однієї гідромашини (насоса).

На рисунку 6.5 *а* приведена схема ходозменшувача, розробленого НАТІ для тракторів класу тяги *3* (ДТ-75МВ).



а *б*

Рисунок 6.5 – Схема гідравлічних ходозменшувачів ДТ-75В (*а*) і Т-150К (*б*): *1* – регулятор швидкості; *2* – ємність; *3* – рідина (олива); *4* – гідравлічний клапан; *5* і *7* – оливопроводи; *6* – насос; *8, 9, 10, 11* і *15* – шестерні; *12* – вал; *13* – сонячна шестерня; *14* – корпус; *16* – водило; *17* і *18* – шестерні планетарного редуктора; *19* – шестерня; *20* – коробка передач; *21* – вал

Для роботи на знижених швидкостях діапазонна шестерня *11* знаходиться в зачепленні з шестернею *10* і сонячна шестерня *13* загальмована, а частота обертання валу *21* і шестерня *19* нижче валу *12* на величину передатного числа планетарного редуктора.

Якщо трактор працює на основних передачах, шестерня *11* з'єднується з шестернею *15* і блокує всі три елементи планетарного ряду, при цьому частота обертання валу *12* дорівнює частоті обертання валу *21* коробки передач, гідроходозменшувач вимкнений.

При «повзучих» швидкостях шестерня *11* з'єднана з шестернею *9* і обертає шестерню *8*, приводячи насос *6* у рух. Насос нерегульований, подає оливу по оливопроводах *5* і *7* до регулятора швидкості *1* дросельного типу. Водій задає постійну, необхідну за технологією сільськогосподарської операції швидкість руху, діючи на дросель; швидкість підтримується незалежно від навантаження. Гідравлічний клапан *4* оберігає систему від перевантажень. Якщо плавно змінювати налаштування дроселя, то швидкість змінюється безступінчасто. Тиск, що створюється насосом – 6 МПа.

За таким же принципом були розроблені гідроходозменшувачі інших тракторів. Наприклад, для трактора Т-150К (рис. 6.5 *б*) розроблений ходозменшувач з двох основних складальних одиниць – редуктора з планетарним диференціалом (ставиться між КП і заднім мостом) і гідрогальма. Задана водієм витрата рідини підтримується незалежно від навантаження трактора дроселем-регулятором.

ККД ходозменшувача з дроселем-регулятором через великі втрати на перепуск рідини менше, ніж ходозменшувачей з повною (насос+мотор) гідрооб'ємною трансмісією. Але ходозменшувачі з дроселем простіші в конструкції і дешевші (немає гідромотора), їх простіше автоматизувати. В якості керуючого сигналу можна використовувати тиск робочої рідини, який зростає із збільшенням швидкості руху. Однак їх застосування доцільно в тому випадку, якщо вони значно підвищують продуктивність машини.

6.4 Коробки передач

За допомогою коробок передач змінюється обертальний момент за величиною і напрямком.

Існуючі коробки класифікуються:

– за принципом дії: *механічні* і *гідромеханічні*;

– по числу нерухомих валів: *дво-, три-* і *багатовальні*;

– по числу ступенів руху вперед: *дво-, три-, чотири-, п'яти-* і *багатоступінчасті* (останні застосовуються, в основному, на сучасних тракторах і автомобілях великої вантажопідйомності);

– за способом керування: *неавтоматичні*, *напівавтоматичні* та *автоматичні*;

– за розташуванням валів щодо поздовжньої осі симетрії: з *поперечним* і *поздовжнім* розташуванням;

– за процесом перемикання передач*: із зупинкою* і *без зупинки* трактора.

До коробок передач висувають такі вимоги:

– забезпечити високі тягово-динамічні й економічні показники трактора чи автомобіля;

– за конструкцією вони повинні бути компактні, мати невелику масу;

– бути легко керованими і мати порівняно низьку вартість;

– не повинно мати місце вмикання одночасно двох передач і мимовільне вимикання передач.

Широке поширення отримали механічні ступінчасті коробки передач. Вмикання передач може здійснюватись:

– шестернями;

– зубчастими муфтами;

– муфтами з синхронізаторами;

– фрикційними і електромагнітними пристроями.

На тракторах при їх роботі на ділянках відносно малих розмірів з нерівною поверхнею потрібно для підтримання високого завантаження двигуна часте перемикання передач. Це викликає зниження середньої швидкості руху і продуктивності. Щоб усунути це, необхідно застосовувати пристрій, що дозволяє змінювати передачу без зупинки трактора.

Для обробки рівних полів, значної довжини гону, де перемикання передач менш часте і падіння швидкості невелике, можна застосовувати пристрої зміни передач з рухомими

муфтами і муфтами з синхронізаторами. Звідси випливає, що на тракторах можливі ті чи інші типи керувань вмиканням передач. Найбільш перспективні коробки передач з перемиканням на ходу без розриву потоку потужності (Додаток Г–Е).

Перелік посилань

1. Ксеневич И. П., Шарипов В. М., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.
2. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М. : Машиностроение, 1968.
3. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983.

Запитання для самоперевірки знань

1. Яку назву мають спеціальні механізми (приставки) до коробок передач, які покращують динамічні та економічні якості тракторів?
2. З яких ланок складається збільшувач обертального моменту?
3. Яким чином класифікуються збільшувачі обертального моменту?
4. В яких місцях трансмісії встановлюється збільшувач обертального моменту?
5. Яку функцію в трансмісії трактора виконує гідротрансформатор?
6. Чим відрізняється гідротрансформатор від гідравлічного зчеплення?
7. З яких складових частин виконано ходозменшувач, що наведений на рисунок 6.5 *а*?
8. Який принцип покладено в основу роботи ходозменшувача при русі трактора на «повзучих» швидкостях?
9. За якими ознаками класифікують коробки передач тракторів?
10. При застосуванні яких деталей та механізмів може здійснюватись вмикання передач?

7 ПРИСТРОЇ, МЕХАНІЗМИ ТРАНСМІСІЙ КОЛІСНИХ І ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ

7.1 Призначення, класифікація і конструкція з'єднувальних муфт

З'єднувальні муфти призначені для передачі обертального моменту на вали механізмів, розташованих під кутом, або на вали механізмів, відносне положення яких може змінюватися внаслідок неточності монтажу або переміщення деталей в процесі експлуатації. З'єднувальні муфти, крім загальних вимог, що пред'являються до всіх механізмів, повинні забезпечувати:

– надійну передачу обертального моменту між валами, відносне положення яких змінюється;

– рівномірність обертання веденого вала.

За конструкцією з'єднувальні муфти можуть бути розділені на:

– жорсткі;

– напівжорсткі;

– пружні;

– шарнірні.

Технологічні неточності в процесі виготовлення та збірки трактора і його механізмів, а також деформації остова при експлуатації викликають відносні зсуви валів.

Вали можуть зміщуватися в поперечному напрямку, залишаючись паралельними, в осьовому напрямку, залишаючись співвісними, і розташовуватися під кутом один до одного. В таблиці 7.1 наведені дані НАТІ про можливі зсуви (перекіс) валу муфти зчеплення відносно первинного вала коробки передач.

Таблиця 7.1 – Можливі зсуви валу муфти зчеплення відносно первинного вала коробки передач

Остов	Поперечний зсув валів, мм	Осьовий зсув валів, мм	Кутовий перекіс валів, град
Рамний	4–5	2–3	3–4
Напіврамний	1,5–2,5	1,5–2,5	1,5–2
Безрамний	0,3–0,5	0,3–0,5	1–2

Для того, щоб не порушувалася робота механізмів при осьовому зсуві валів, маточину з'єднувальної муфти встановлюють на подовжених шліцах валів або передбачають зазори між елементами муфти.

Більшість з'єднувальних муфт не забезпечує рівномірності обертання валів. Ступінь нерівномірності обертання веденого вала пропорційна куту між валами.

Жорсткі з'єднувальні муфти рідко застосовують в трансмісіях тракторів. Їх використовують при монтажі роз'ємних валів механізмів, що мають загальний картер, де може бути гарантована співвісність валів.

Переважне поширення в тракторобудуванні отримали *напівжорсткі* і *пружні* з'єднувальні муфти, що забезпечують можливість передачі обертального моменту при наявності кута між валами до 3º.

Можливість перекосу валів при використанні напівжорстких з'єднувальних муфт здійснюється за рахунок бічного і радіального зазорів між зуб'ями муфти, які робляться рівними 0,4–0,7 мм. Для отримання рівномірного тиску між зуб'ями муфти цього типу необхідно ретельне центрування її елементів.

На рисунку 7.1 зображена напівжорстка з'єднувальна муфта трактора Т-38. Для збільшення терміну служби муфти тертя ковзання між зуб'ями замінено тертям кочення кульок, закладених в гнізда між обоймами. Осьове переміщення вилок в муфті обмежується величиною зазору між головкою болта *2* і торцем кільця *1*. Можливість кутових перекосів обумовлюється наявністю зазорів між кульками та гніздами в обіймах. Ця муфта відрізняється надійністю в експлуатації, але при роботі спостерігається шум, осьове биття, витік оливи, попадання абразиву на поверхні, що труться, крім того, муфти мають порівняно велику вагу.

Муфти такого типу не набули широкого поширення.

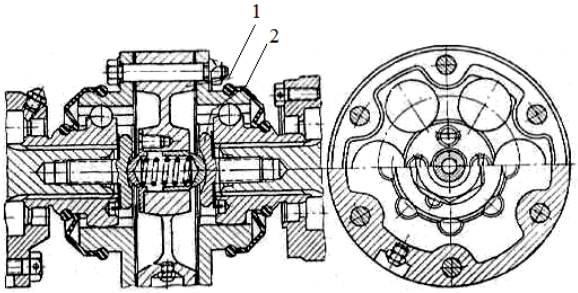
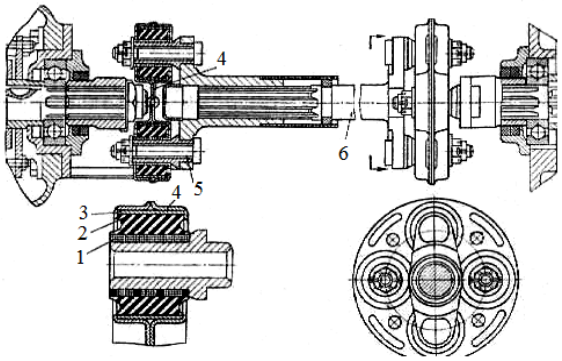


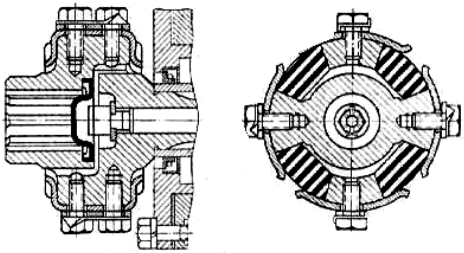
Рисунок 7.1 – Напівжорстка з’єднувальна муфта:
1 – торець кільця; *2* – головка болта

В пружних з’єднувальних муфтах (рис. 7.2) можливість роботи з перекосами валів досягається за рахунок деформації гумових або металевих елементів. Муфти цього типу отримують все більше поширення в трансмісіях сільськогосподарських і промислових тракторів, так як вони відрізняються високою зносостійкістю і відносно простою конструкцією, частково поглинають поштовхи і удари на трансмісію. При експлуатації їх не треба змащувати.

На рисунку 7.2 показані два варіанти конструкцій пружних з’єднувальних муфт. У муфті, зображеної на рисунку 7.2 *а*, деформуються гумові втулки *2*, до яких привулканізовані металеві сітки *1* і *3*. Такий комплект напресовується на металеву втулку. Елемент в зборі надягається на пальці *5* вилок з’єднувальної муфти.



а



б

Рисунок 7.2 – Пружні з'єднувальні муфти: *а* – гумові втулки, що деформуються; *б* – гумові блоки призматичної форми, що деформуються

Центрування проміжного вала *6* здійснюється шляхом симетричного розташування пружного елемента в штампованому металевому кільці *4*. Збірка з'єднувальної муфти виробляється з натягом. У трактора ДТ-75, наприклад, натяг гумових втулок по зовнішньому діаметру становить 1,0–2,0 мм, по внутрішньому – 0,22–0,47 мм (на втулці).

Причиною виходу з ладу такої муфти є руйнування (розшарування) гумових втулок, яке відбувається через 5000–6000 годин роботи.

До недоліків даної муфти слід віднести відносно великі габарити і вага, а також велике число деталей.

В муфті трактора «Беларусь» МТЗ-50 (рис. 7.2 *б*) в якості пружного елементу служать гумові блоки призматичної форми.

Ця муфта при тій же надійності, що і втулкова муфта (рис. 7.2 *а*), має в порівнянні з нею переваги – меншу вагу і більшу простоту.

Якщо кут перекосу валів більше 3–5º, то в цьому випадку встановлюють шарнірні з'єднувальні муфти. Муфти цього типу дозволяють здійснювати передачу моменту при перекосі валів до 25–30º.

За конструкцією шарнірні з'єднувальні муфти діляться на два типи:

– муфти нерівних кутових швидкостей – при рівномірному обертанні ведучого вала, ведений обертається нерівномірно;

– муфти рівних кутових швидкостей – обидва вали обертаються з однаковою кутовою швидкістю.

На рисунку 7.3 показана шарнірна з'єднувальна муфта нерівних кутових швидкостей. На хрестовині *2* є шипи *3*, розташовані під кутом 90º. На цих шипах шарнірно закріплені вилки *1* і *4* з'єднувальної муфти.

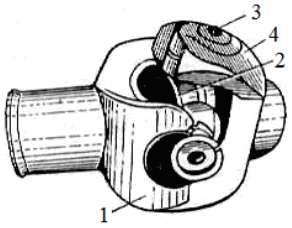


Рисунок 7.3 – Жорстка з'єднувальна муфта нерівної кутової швидкості:
1, *4* – вилки; *2* – хрестовина; *3* – шипи

7.2 Задні мости колісних і гусеничних тракторів

Задні мости тракторів являють собою складні агрегати, які складаються з ряду механізмів:

– центральної передачі;
– механізму повороту;
– кінцевої передачі;
– гальмових механізмів;
– блокувальних пристроїв.

7.2.1 Центральна передача

Центральна передача – механізм, розташований між коробкою передач і диференціалом у колісних тракторів або механізмами повороту у гусеничних тракторів, призначений для збільшення загального передатного числа трансмісії і для передачі обертального моменту на вали, розташовані під кутом.

Центральні передачі класифікують за кількістю шестерень, що складають передачу:

– одинарні;
– подвійні.

На більшості тракторів застосовуються одноступінчасті циліндричні або конічні центральні передачі з шестернями, що мають прямі або спіральні зуб'я здебільшого з нульовим кутом спіралі.

7.2.2 Механізми повороту гусеничних тракторів

Механізми повороту гусеничних тракторів можна розділити на два класи:

– до першого класу входять механізми повороту, в яких до ведучих коліс гусениць потужність підводиться одинарним потоком;

– до другого класу відносяться так звані комбіновані механізми, в яких потужність підводиться двома паралельними потоками.

Механізми повороту, в залежності від конструктивного оформлення, діляться на:

– фрикційні;

– планетарно-фрикційні.

До фрикційних відносяться механізми повороту, що характеризуються тим, що потужність до ведучих коліс передається за допомогою двох фрикційних муфт, в подальшому названих муфтами повороту. До кожного ведучого колеса потужність підводиться за допомогою однієї із зазначених вище муфт.

До фрикційно-планетарних відносяться такі механізми повороту:

– прості та подвійні диференційні;

– одно- і двоступінчасті планетарні;

– комбіновані.

Механізми повороту з муфтами

Основною їх перевагою є відносно невелике завантаження двигуна при повороті.

Внаслідок того, що механізм володіє тільки одним ступенем свободи, забезпечується стійкий прямолінійний рух трактора. Деталі механізму прості за конструкцією і можуть бути відремонтовані в умовах ремонтної майстерні.

Великим недоліком муфт повороту є їх мала зносостійкість в порівнянні з шестерними механізмами.

До ведучого валу заднього моста за схемою механізму з муфтами повороту потужність підводиться за допомогою конічної передачі (рис. 7.4).

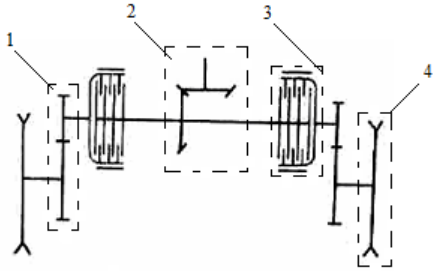


Рисунок 7.4 – Схема механізму з муфтами повороту: *1* – кінцева циліндрична передача; *2* – центральна конічна головна передача; *3* – механізм повороту з зупинним гальмом; *4* – ведуче колесо (зірочка) гусеничного рушія

На кінцях ведучого валу змонтовані муфти повороту, за допомогою яких ведучий вал зв'язується з півосями. На зовнішні кінці півосей посаджені шестерні кінцевої передачі, за допомогою якої півосі зв'язуються з ведучими колесами. Ведені частини муфт забезпечені гальмами (рис. 7.5, 7.6).

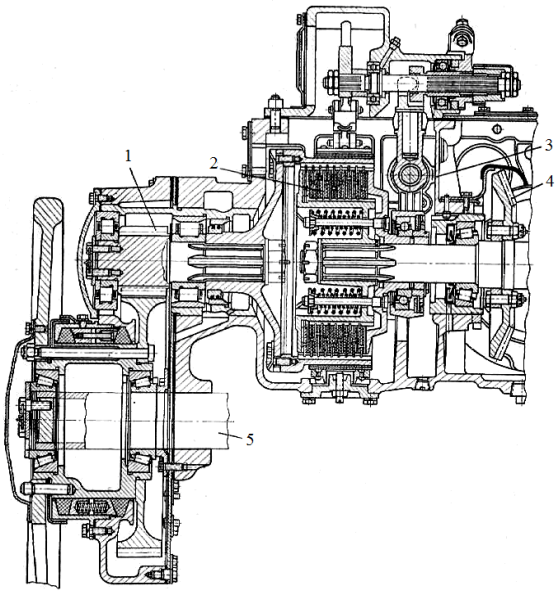


Рисунок 7.5 – Задній міст гусеничного трактора ДТ-54 з муфтою повороту: *1* – ведуча шестерня кінцевої передачі; *2* – муфта повороту; *3* – перегородка картера; *4* – ведена шестерня центральної передачі; *5* – вісь ведучого колеса

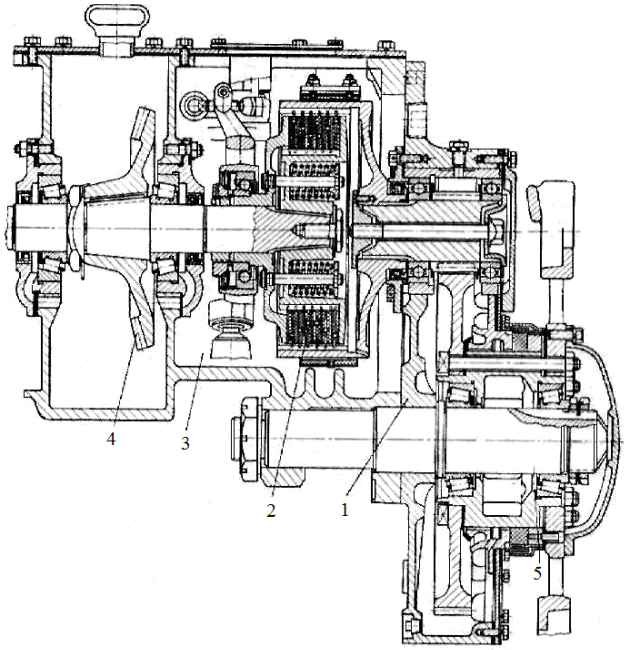


Рисунок 7.6 – Задній міст трактора КД-38 з муфтою повороту: *1* – кінцева передача; *2* – муфта повороту; *3* – картер; *4* – шестерня центральної передачі

При прямолінійному русі трактора муфти повороту ввімкнені, а гальма відпущені, внаслідок чого кутові швидкості півосей рівні.

Порядок роботи. При повороті трактора ведучі колеса обертаються з різними кутовими швидкостями, відстаюча муфта повороту частково вимикається, внаслідок чого велика частина потужності передається забігаючій півосі. Для ефективності дії механізму відстаюча муфта повороту повністю вимикається і вісь гальмується.

Як випливає з викладеного, забігаюча піввісь за допомогою відповідної муфти повороту весь час пов’язана з ведучим валом. Тому швидкість забігаючої гусениці при повороті трактора (без урахування буксування) залишається постійною, якщо частота обертання двигуна не змінюється.

Найбільш крутий поворот трактора відбувається при повному гальмуванні відстаючої півосі.

Диференційні механізми повороту

До коробки диференціала за схемою диференційного механізму повороту потужність підводиться за допомогою конічної передачі (рис. 7.7). Від диференціала потужність передається півосям, на зовнішні кінці яких посаджені шестерні кінцевої передачі. За допомогою цієї передачі ведучі колеса гусениць зв'язуються з півосями. При простому диференційному механізмі повороту гальма монтуються на півосях.

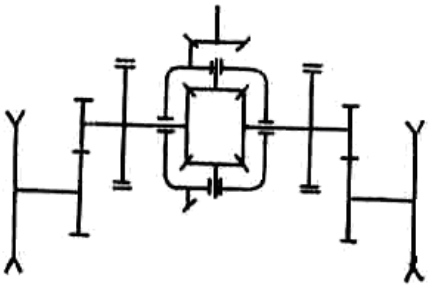


Рисунок 7.7 – Схема диференційного механізму повороту

При подвійному диференційному механізмі повороту гальма встановлені на маточинах шестерень, що знаходяться в постійному зачепленні з додатковими сателітами (рис. 7.8).

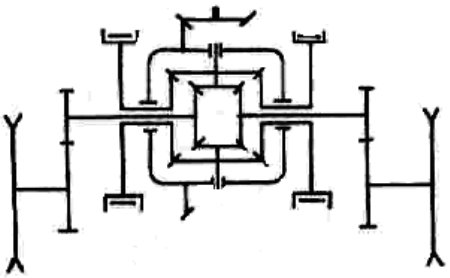


Рисунок 7.8 – Схема механізму повороту з подвійним диференціалом

Порядок роботи. При прямолінійному русі трактора гальма відпускаються, внаслідок чого ведучі колеса обертаються з однаковими кутовими швидкостями, якщо опори руху обох гусениць однакові.

Поворот трактора досягається пригальмовуванням відстаючої півосі (в простому диференційному механізмі) або відстаючої гальмової шестерні (в подвійному диференціальному механізмі), яке викликає зниження кутової швидкості відстаючої півосі і, за відомою властивістю диференціала, обумовлює підвищення швидкості забігаючій півосі на ту ж величину. Отже, середня швидкість трактора при повороті залишається незмінною, якщо прийняти частоту обертання двигуна постійною.

Найбільш крутий поворот трактора, обладнаного простим диференціалом, досягається повним гальмуванням відстаючої півосі, а трактора, обладнаного подвійним диференціалом, повним гальмуванням відстаючої гальмової шестерні. Найменший радіус повороту у трактора з подвійним диференціалом, ніж у трактора з простим диференціалом.

Планетарні механізми повороту

Планетарні механізми повороту все частіше використовуються на тракторах (рис. 7.9). Володіючи всіма перевагами муфт повороту, вони не мають їх недоліків. Навантаження двигуна при повороті та стійкість трактора при прямолінійному русі в разі використання планетарних механізмів такі ж, як і при використанні муфт повороту. Планетарні механізми дуже перспективні в якості механізмів повороту для гусеничних тракторів, так як ці механізми не вимагають регулювань в процесі експлуатації, відрізняються високою зносостійкістю, легкістю управління та при їх установці можна значно зменшити габарити заднього моста.

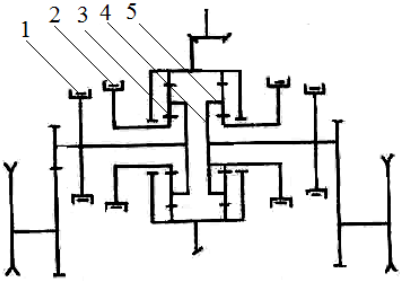


Рисунок 7.9 – Схема одноступінчастого планетарного механізму повороту:
1, *2* – гальмо; *3* – сонячна шестерня; *4* – водило; *5* – сателіти

На рисунку 7.10 і 7.11 зображені два варіанти конструкції заднього моста з планетарними механізмами повороту.

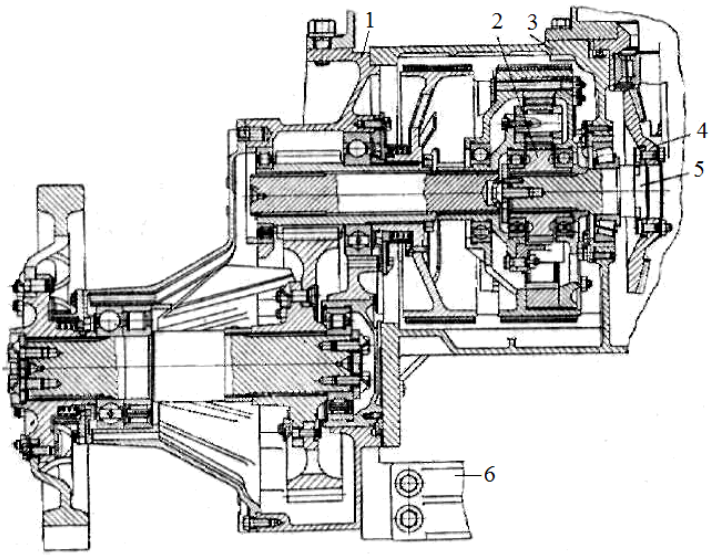


Рисунок 7.10 – Задній міст трактора з планетарним механізмом повороту:
1 – картер; *2* – сонячна шестерня; *3* – перегородка картера; *4* – ведена шестерня центральної передачі; *5* – вал

Характерною рисою конструкції, зображеної на рисунку 7.10, є те, що ведена шестерня *4* центральної передачі розташована на валу *5*, що обертається в підшипниках, встановлених у перегородках картера *3* заднього моста. На кінцях цього валу

змонтовані сонячні шестерні *2* планетарних механізмів повороту. Для демонтажу механізму повороту необхідно зняти картер *1* кінцевої передачі. Подібна конструкція може бути використана на тракторах невеликої та середньої потужності, де розміри і вага деталей невеликі.

На рисунку 7.11 показаний задній міст гусеничного трактора великої потужності. Ведена шестерня *2* центральної передачі змонтована разом з коронними шестернями *1* і *3* планетарних механізмів повороту. Демонтаж такого механізму можливий тільки при повному розбиранні заднього моста. Останній недолік не є суттєвим, так як планетарний механізм має високу зносостійкість і розбирати його доводиться рідко.

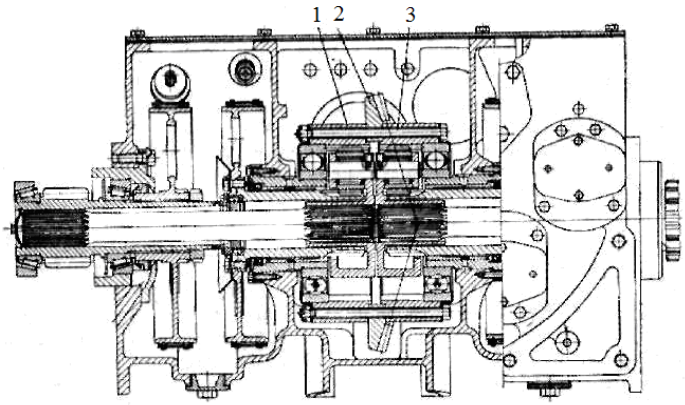


Рисунок 7.11 – Задній міст трактора великої потужності з планетарним механізмом повороту: *1, 3* – коронні шестерні планетарних механізмів; *2* – ведена шестерня центральної передачі

Порядок роботи. У разі застосування одноступінчастого планетарного механізму повороту (рис. 7.9) трактор рухається прямолінійно, якщо гальмо *2* сонячних шестерень затягнуте, а гальмо *1,* закріплений на півосях, відпущене. При повороті гальмо *2* відстаючої гусениці відпускається. При крутих поворотах відстаюча піввісь гальмується гальмом *1*. Найбільш крутий поворот має місце при повністю затягнутому гальмі *1* відстаючої півосі. При затягнутому гальмі *2* сонячної шестірні *3* забігаючої гусениці сателіти *5* обкатуються по нерухомій

сонячній шестірні, і відбувається уповільнене обертання водила *4*. Неважко переконатися, що за своєю кінематикою і динамікою робота цього механізму при повороті ідентична роботі механізму з муфтами повороту.

Відзначимо, що при прямолінійному русі трактора одноступінчасті планетарні механізми знижують кутові швидкості півосей, внаслідок чого передатне число кінцевої передачі знижується.

На рисунку 7.12 дана схема тільки правої частини заднього моста двоступінчастого планетарного механізму повороту, так як ліва половина симетрична їй.

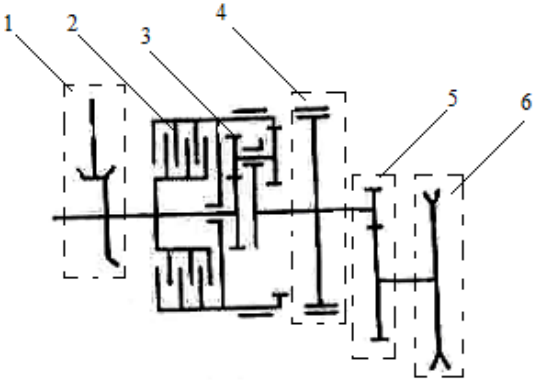


Рисунок 7.12 – Схема двоступінчастого планетарного механізму повороту: *1* – центральна конічна передача; *2* – фрикційна муфта керування диференційним механізмом; *3* – сателіт планетарного ряду; *4* – стрічкове гальмо; *5* – циліндрична кінцева передача; *6* – ведуче колесо (зірочка) гусеничного рушія

Прямолінійний рух трактора здійснюється двома способами:

– при повному вмиканні обох муфт і відпущених гальмах вся система заднього моста обертається як одне кінематичне ціле з кутовою швидкістю середнього ведучого вала;

– при повному вмиканні обох муфт і повному гальмуванні корпусів планетарних механізмів (гальма на півосях повинні бути відпущені) півосі обертаються з однаковими зниженими швидкостями. В цьому випадку трактор рухається прямолінійно зі зниженою швидкістю.

Поворот трактора також здійснюється різними методами. При крутих поворотах відстаюча піввісь загальмовується за допомогою гальма, затягнутого на ній. Муфта і гальмо відстаючого планетарного механізму повинні бути повністю відпущені. У цьому випадку вся потужність передається на забігаючу гусеницю, причому ця передача здійснюється при двох різних передавальних числах наступними способами:

– вмиканням забігаючої муфти при відпущених гальмах, при цьому забігаюча піввісь з'єднується із середнім ведучим валом заднього моста і обертається з його кутовою швидкістю;

– вимиканням забігаючої муфти при повністю загальмованому корпусі забігаючого планетарного механізму, кутова швидкість обертання забігаючої півосі при цьому знижується.

Якщо за умовою руху крутий поворот трактора не потрібен, корпус відстаючого планетарного механізму загальмовується (відстаюча муфта повністю вимкнена). В цьому випадку відстаюча піввісь обертається зі зниженою кутовою швидкістю, забігаюча муфта повністю увімкнена, а обидва гальма відпущені. При зазначеному вмиканні механізму забігаюча піввісь обертається з кутовою швидкістю ведучого вала.

Комбіновані механізми повороту

Комбіновані механізми повороту на даний час виконуються за досить різноманітними схемами.

На рисунку 7.13 потужність від двигуна подається на ведучий вал *3* коробки передач *1* з закріпленими на ньому шестернями. Далі потік потужності розгалужується та передається на попарно однакові шестерні, які вільно сидять на ведених валах *4*. Потім через конічні *6* і планетарні передачі *7* потужність передається ведучим колесам *8*. Шестерні, що вільно сидять на ведених валах, з'єднуються з ведучими колесами за допомогою гідропідтискних муфт *2*. На ведених валах встановлені зупинкові гальма *5*.

При прямолінійному русі трактора на будь-якій передачі вмикаються попарно шестерні на ведених валах *4*, а зупинкові гальма *5* відпускаються.

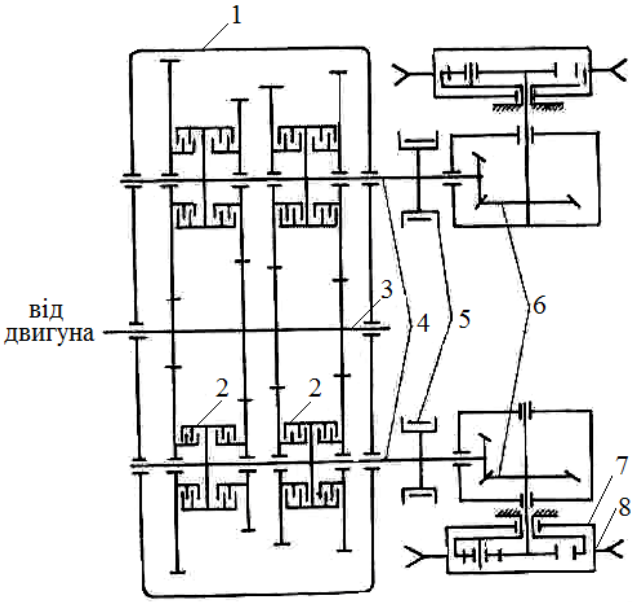


Рисунок 7.13 – Механізм повороту з окремим підведенням потужності на праве і ліве ведучі колеса: *1* – коробка передач; *2* – гідропідтискнii муфти; *3* – ведучий вал; *4* – ведені вали; *5* – зупинкові гальма; *6* – конічні передачі; *7* – планетарні передачі; *8* – ведучі колеса

Порядок роботи. Поворот трактора здійснюється декількома способами. При фіксованих радіусах повороту включаються різнойменні шестерні ведених валів *4*. При русі на вищій передачі кутова швидкість забігаючої півосі залишається постійною, якщо частота обертання двигуна не змінюється. Кутова швидкість відстаючої півосі в цьому випадку зменшується відповідно до передатного числа увімкнених шестерень, відповідних напряму повороту. При цьому зупинкові гальма на обох ведених валах відпущені. При найбільш крутих поворотах вимикаються шестерні, відповідні напрямку повороту, а зупинкове гальмо затягується. В цьому випадку поворот трактора з комбінованим механізмом не відрізняється від повороту трактора з муфтами повороту. У порівнянні з прямолінійним рухом середня швидкість трактора на повороті зменшується.

На рисунку 7.14 диференціал *3* приводиться в рух за допомогою конічної пари від двигуна через коробку передач. На кінцях півосей диференціала закріплені ведучі колеса. Диференціал *2* приводиться в рух від двигуна через роздавальну коробку, постійну зубчасту передачу і муфти повороту *1*. Муфти вмикаються лише при повороті трактора відповідно до напряму повороту. Півосі обох диференціалів пов'язані один з одним за допомогою зубчастих передач з однаковим передавальним числом *i*, причому одна з передач має проміжну шестерню.

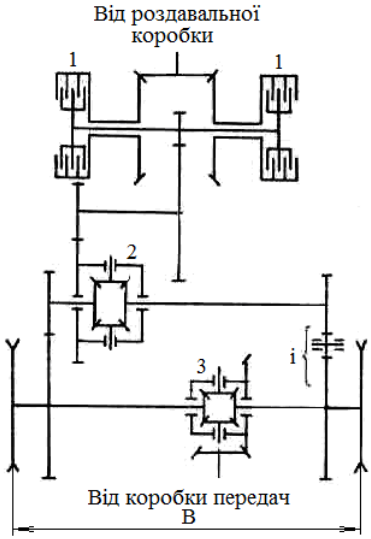


Рисунок 7.14 – Схема механізму з двома диференціалами і муфтами повороту: *1* – муфти повороту; *2, 3* – диференціали

Порядок роботи. При прямолінійному русі трактора муфти повороту вимкнені. Диференціал *3* обертається з ведучими півосями як одне кінематичне ціле. Півосі диференціала *2* обертаються в різні боки з рівними кутовими швидкостями. Коробка диференціала *2* та її привід залишаються нерухомими.

При повороті трактора вмикається відповідна напрямку повороту муфта *1*. При цьому кутова швидкість забігаючого ведучого колеса підвищується на деяку величину, кутова швидкість відстаючого ведучого колеса зменшується на ту ж

величину, тобто середня швидкість трактора на повороті залишається постійною і приблизно дорівнює швидкості прямолінійного руху. Зміна зазначених кутових швидкостей відбувається тим сильніше, чим менше кутова швидкість диференціала *3*, тобто на нижчих передачах трансмісії.

Таким чином, найбільш крутий поворот трактора виходить при вмиканні першої передачі трансмісії, тобто при найменшій швидкості трактора. При збільшенні швидкості руху трактора, тобто при вмиканні вищих передач, найменші радіуси повороту збільшуються. Поворот трактора може бути досягнутий також при нейтральному положенні коробки передач вмиканням муфти *1*, відповідної напрямку повороту. У цьому випадку вся потужність двигуна передається через диференціал *2* і далі через зубчасті передачі ведучих коліс. Неважко переконатися в тому, що ведучі моменти, що передаються в цьому випадку ведучим колесам, протилежні за напрямком і чисельно рівні, тобто гусениці перемотуються в протилежних напрямках з рівними швидкостями.

Як видно з рисунку 7.15, коронні шестерні планетарних передач приводяться в рух від двигуна через коробку змінних передач. До сонячних шестерень планетарних механізмів потужність передається через роздавальну коробку, минаючи коробку передач, через показану на схемі конічну зубчасту пару. Далі від вала *2* потужність передається через одну з муфт повороту *1* або *3* і відповідні шестерні до проміжного валу *4*. Від проміжного вала *4* рух передається маточинам сонячних шестерень планетарних механізмів за допомогою циліндричних зубчастих пар. Напрямок обертання проміжного вала *4*, як видно з рисунку 7.15, залежить від того, яка з муфт повороту включена. Сонячні шестерні планетарних механізмів обертаються в протилежних напрямках, так як передача від вала до сонячної шестірні правого планетарного механізму здійснюється через проміжну шестерню.

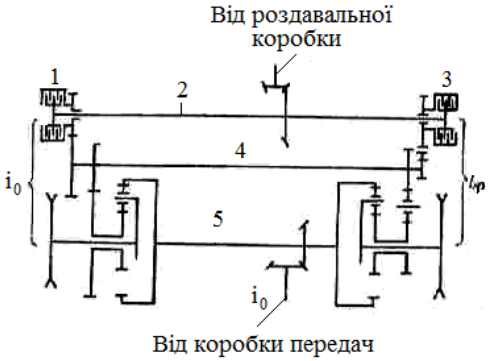


Рисунок 7.15 – Схема механізму з муфтами повороту і планетарними передачами: *1, 3* – муфти повороту; *2, 4, 5* – проміжні вали

Порядок роботи. При прямолінійному русі трактора обидві муфти повороту вимкнені. У цьому випадку розглянута система аналогічна диференціальному приводу ведучих коліс гусениць. Дійсно, при
рівності опорів обох гусениць сонячні шестерні механізмів нерухомі, а кутові швидкості ведучих коліс однакові, так як ці колеса гусениць складають одне кінематичне ціле з водилами планетарних механізмів.

При збільшенні опору однієї з гусениць відповідна їй сонячна шестерня починає обертатися в сторону, протилежну напрямку обертання валу *5* (рис. 7.15). Сонячна шестерня другого планетарного механізму починає обертатися в напрямку обертання валу *5* з такою ж кутовою швидкістю.

Поворот трактора відбувається вмиканням будь-якої муфти повороту (*1* або *2*). Напрямок повороту визначається вибором муфти, що вмикається. При включенні муфти кутова швидкість забігаючого ведучого колеса збільшиться, а відстаючого ведучого колеса зменшиться на ту ж величину, тобто середня швидкість трактора на повороті залишається постійною. Зміна кутових швидкостей ведучих коліс відбувається тим сильніше, чим менше кутова швидкість вала *5*, тобто при нижчих передачах трансмісії.

Поворот трактора може бути досягнутий також при нейтральному положенні коробки передач вмиканням муфт *1* і *3*.

У цьому випадку вся потужність двигуна передається від роздавальної коробки ведучих коліс, причому передані моменти протилежні за знаком і чисельно рівні.

Комбіновані механізми повороту, так само як і диференційні, знайшли мале поширення в тракторобудуванні зважаючи на малу стійкість прямолінійного руху, яка залежить від того, чи рівні опори руху гусениць. Найбільшого поширення набули механізми з муфтами повороту, планетарні та з поділом потоку потужності по бортах.

Отже, всі розглянуті вище механізми повороту за кінематичною ознакою діляться на наступні групи:

– диференційні механізми або їх видозміни; на повороті середня швидкість тракторів, забезпечених цими механізмами, залишається постійною, приблизно рівній швидкості поступального руху;

– механізми, при яких забігаюче ведуче колесо сполучене з ведучою піввіссю за допомогою кінематичного зв'язку незмінної при повороті; швидкість забігаючого ведучого колеса при повороті залишається постійною, середня ж швидкість руху тракторів, обладнаних такими механізмами, на повороті менше швидкості прямолінійного руху.

Найменші радіуси повороту дають комбіновані механізми у випадку, коли гусениці обертаються в різні боки. Найбільш круті повороти в комбінованих механізмах досягаються при найменшій швидкості трактора. При вмиканні вищих передач радіуси повороту збільшуються.

7.2.3 Гальма колісних і гусеничних тракторів

Гальма призначені для:

– утримання трактора на підйомах і ухилах;

– забезпечення повороту;

– зниження швидкості руху при транспортних роботах.

Крім задоволення загальних вимог, які пред'являються до всіх механізмів, гальма повинні забезпечувати швидке та плавне гальмування трактора. Вони не повинні самі загальмовувати.

За формою поверхонь, що труться, гальма діляться на: *стрічкові*, *колодкові*, *дискові*.

При правильно обраних розмірах і матеріалі деталей гальма гальмування може бути надійним в гальмі будь-якої конструкції.

Можливість утримання гальма протягом тривалого часу в затягнутому стані і легкість керування ним залежать від конструкції приводу. Вибір гальма того чи іншого типу обумовлюється конструкцією механізму повороту і загальним компонуванням трактора. Широке використання муфт повороту і планетарних механізмів в тракторах призвело до застосування стрічкових гальм. У цьому випадку в якості гальмового барабана використовується ведений барабан муфти, тому конструкція виходить простою і компактною.

Колодкові гальма встановлюються в спеціальний гальмовий барабан, що дещо ускладнює конструкцію і збільшує її габарити.

Внаслідок цього на гусеничних тракторах колодкові гальма поширення не отримали. Застосування колодкових гальм доцільно в тому випадку, коли їх встановлюють на валах, що виходять з трансмісії. При розміщенні колодкового гальма всередині барабана виходить конструкція, відносно добре захищена від попадання бруду.

Дискові гальма, як найбільш ефективні й такі, що не створюють радіальних сил, починають отримувати все більшого поширення на колісних і гусеничних тракторах.

Стрічкові гальма

Ефективність стрічкових гальм визначається способом кріплення кінців гальмової стрічки.

Розрізняють:

– прості стрічкові гальма;

– подвійні стрічкові гальма;

– плаваючі гальма.

Прості стрічкові гальма виконуються за двома схемами: просте гальмо без серводії, тобто без самозагальмування (рис. 7.16 *а*) і гальмо з серводією (рис. 7.16 *б*).

У першому випадку кінці гальмової стрічки кріпляться до важеля, при впливі на який обидва кінця стрічки одночасно затягуються.

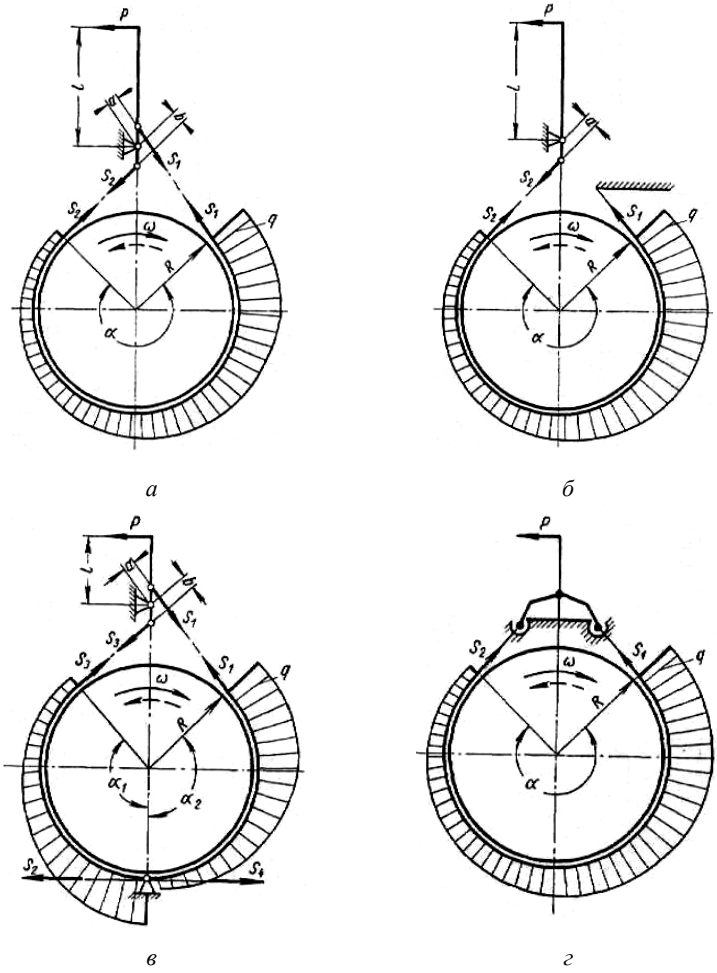


Рисунок 7.16 – Схеми стрічкових гальм: *а* – просте гальмо без серводії; *б* – просте гальмо з серводією; *в* – подвійне стрічкове гальмо; *г* – плаваюче гальмо

Перевагою гальм цього типу без серводії в порівнянні з іншими є те, що в ньому відсутнє самозатягування гальмових стрічок при гальмуванні, що забезпечує плавне, без «захвату» гальмування. Іншою позитивною якістю даного гальма є

незалежність гальмового ефекту від напрямку обертання гальмового барабана.

Недоліком гальм цього типу є нерівномірний розподіл питомого тиску по довжині гальмової стрічки, що веде до нерівномірного зносу гальмових накладок. У розглянутому прикладі тиск під набігаючим кінцем стрічки приблизно в 6 разів більше, ніж під збігаючим кінцем. Недоліком гальм є також велике радіальне навантаження на вал.

У простому стрічковому гальмі з односторонньою серводією один кінець стрічки закріплений жорстко, інший (рухливий) – шарнірно на гальмовому важелі (рис. 7.16 *б*).

Гальмовий ефект в цьому гальмі залежить від напрямку обертання гальмового барабана. У разі зміни напрямку обертання для отримання того ж гальмового моменту необхідно докласти зусилля приблизно в 6 разів більше.

У простих стрічкових гальмах з односторонньою серводією так само, як і в гальмах без серводії, вал гальма навантажується радіальними силами, питомий тиск нерівномірно розподіляється по довжині гальмової стрічки і гальмування виходить різким.

У подвійних стрічкових гальмах (рис. 7.16 *в*) обидва кінці стрічки рухливі, вони шарнірно укріплені на гальмовому важелі. У середній частині гальмова стрічка закріплена за допомогою кронштейна. Позитивною якістю гальма є те, що у нього гальмовий ефект не залежить від напрямку обертання гальмового барабана.

За інших рівних умов гальмовий момент подвійного гальма приблизно в 1,5 рази менше, ніж у простого гальма в тому випадку, коли нерухомий кінець стрічки, що набігає.

У плаваючих гальмах (рис. 7.16 *г*) немає жорсткого кріплення гальмової стрічки. Залежно від напрямку обертання гальмового барабана пальці, наявні на обох кінцях стрічок, впираються в кронштейн, внаслідок чого відповідний кінець гальмової стрічки стає нерухомим. Гальмо перетворюється в просте. Таким чином, гальмовий ефект в даному випадку не залежить від напрямку обертання гальмового барабана.

Представляє інтерес пропозиція НАТІ про використання стрічкових та інших типів гальм з плаваючими накладками. У цьому випадку на внутрішній стороні гальмової стрічки,

зверненої до барабану, робляться гнізда, куди вільно вставляються елементи гальмової накладки, виконані у вигляді прямокутників. Як показують випробування, ефективність гальм такої конструкції значно вище, ніж у гальм з наклепаними накладками.

Колодкові гальма

Колодкові гальма набули найбільшого поширення на колісних тракторах, де вони встановлюються як на валах трансмісій, так і на ведучих колесах.

При впливі на педаль гальмовий кулак притискає гальмові колодки і до гальмового барабану.

Дискові гальма

Дискові гальма знаходять застосування, як на колісних, так і на гусеничних тракторах. На рисунку 7.17 показане дискове гальмо, встановлене на колісному тракторі. При впливі на гальмову педаль *1* система важелів *2, 3* і *4* повертає натискні диски *7* і *11* у протилежні сторони на деякий кут. У процесі гальмування натискні диски під дією сил тертя повертаються в напрямку обертання валу *9* (вала трансмісії трактора). Залежно від напрямку обертання виступ *6* на одному з натискних дисків впирається в кронштейн *5* корпусу гальма. Інший диск при цьому може повертатися на деякий кут відносно диска, який став нерухомим. Завдяки натискному пристрою, що складається з кульок *10*, закладених у лунки *8* (з похилими поверхнями) на торцевих поверхнях натискних дисків, останні розсунуться в осьовому напрямку і притиснуть ведені диски *12* і *18* до торцевих поверхонь *14* і *15* нерухомого корпусу гальма.

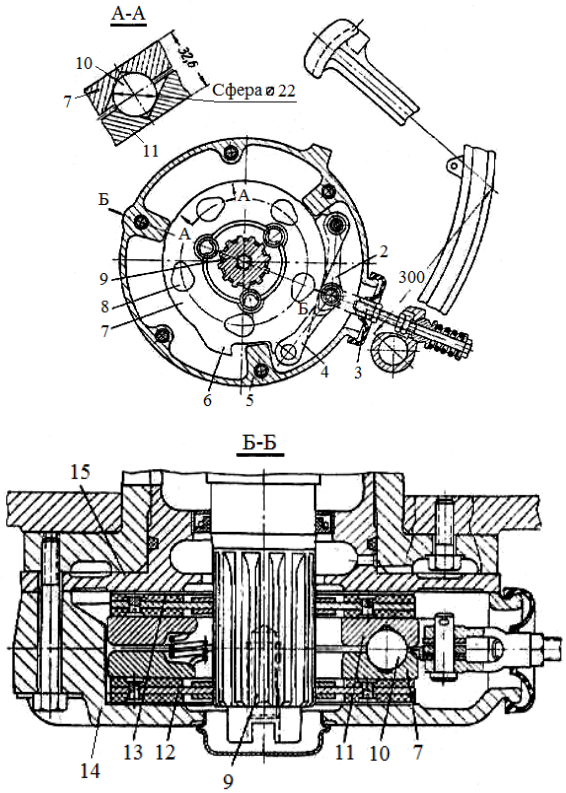


Рисунок 7.17 – Дискове гальмо: *1* – гальмова педаль; *2*, *3*, *4* – система важелів; *5* – кронштейн корпусу; *6* – виступ; *7*, *11* – натискні диски; *8* – лунка кульки; *9* – вал трансмісії; *10* – кульки; *12*, *13* – ведені диски; *14*, *15* – торцеві поверхні нерухомого корпусу гальма

7.2.4 Кінцеві передачі

Кінцевими передачами називаються механізми, розташовані за диференціалами у колісних тракторів і за механізмами повороту у гусеничних. Передачі призначені для збільшення загального передаточного числа трансмісії, а в деяких випадках і для забезпечення дорожнього просвіту трактора.

За конструкцією кінцеві передачі діляться на:

– шестерні з нерухомими валами (одинарні та подвійні) і планетарні (із зовнішнім і внутрішнім зачепленням шестерень);

– ланцюгові.

Вимоги до кінцевих передач не відрізняються від загальних вимог, що пред'являються до всіх механізмів.

У більшості тракторів кінцеві передачі розміщуються близько ведучих коліс (рис. 7.5, 7.6, 7.10, 7.18).

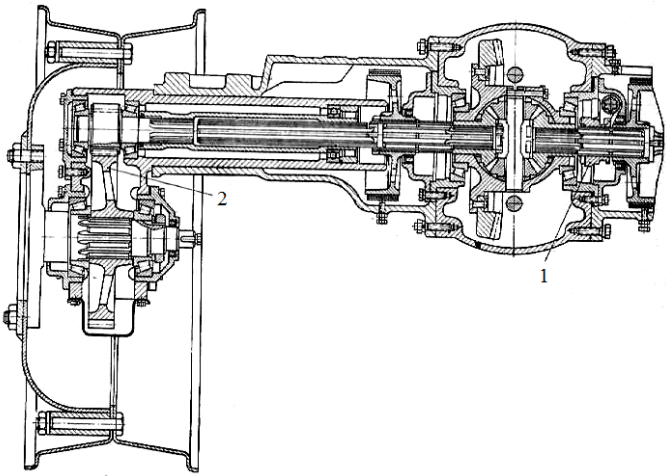


Рисунок 7.18 – Задній міст колісного трактора з кінцевою передачею, розташованою біля ведучих коліс: *1* – муфта блокування диференціала; *2* – кінцева передача

Така компоновка пояснюється прагненням зменшити довжину важко навантажених валів і необхідністю максимально збільшити вільний простір під трактором. У деяких колісних тракторів загального призначення зустрічаються кінцеві передачі, розміщені близько диференціала (рис. 7.19). В цьому випадку задній міст виходить компактним і жорстким, але значно зменшується дорожній просвіт.

Найбільш поширеними є *одинарні кінцеві передачі* із зовнішнім зачепленням шестерень і передавальним числом *i=4–7*.

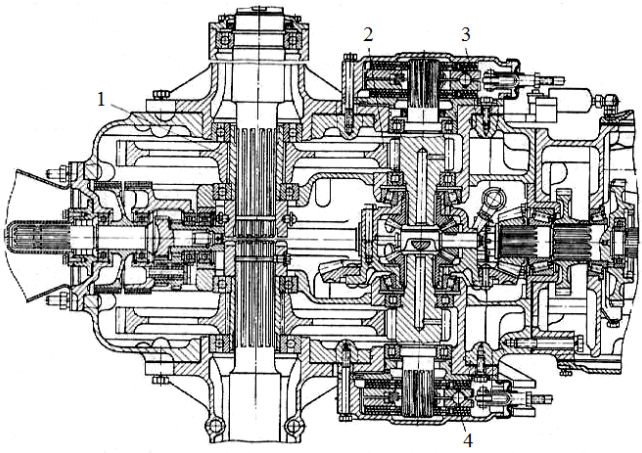


Рисунок 7.19 – Задній міст колісного трактора з кінцевими передачами, розташованими близько диференціала: *1* – муфта блокування диференціала; *2* – кінцева передача; *3*, *4* – дискові гальма

При необхідності отримання великих передавальних чисел або дорожнього просвіту, який не може бути досягнутий за допомогою однієї пари шестерень, застосовують *подвійні передачі*. Такі конструкції зустрічаються на деяких просапних і спеціальних тракторах. Приклад конструкції подвійної кінцевої передачі трактора показаний на рисунку 7.20.

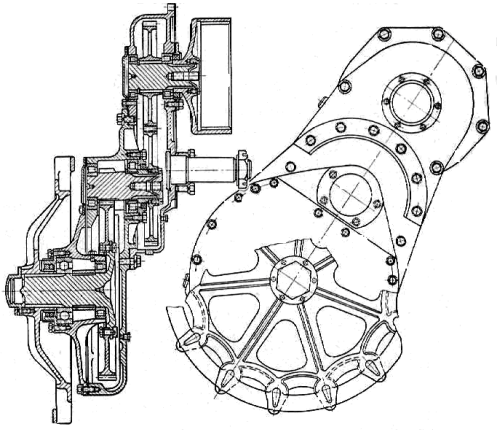


Рисунок 7.20 – Подвійна кінцева передача

Використання шестерень з внутрішнім зачепленням для кінцевих передач дозволяє отримати велике передатне число при невеликій міжцентровій відстані, але при цьому важко центрувати вали, зробити необхідну жорсткість та ущільнити картери. Подібні механізми на тракторах майже не застосовуються.

Планетарні передачі також рідко використовують в якості кінцевих передач, так як вони складніше звичайних. Їх встановлюють на тракторах великої потужності для зменшення габаритів заднього моста (рис. 7.21).

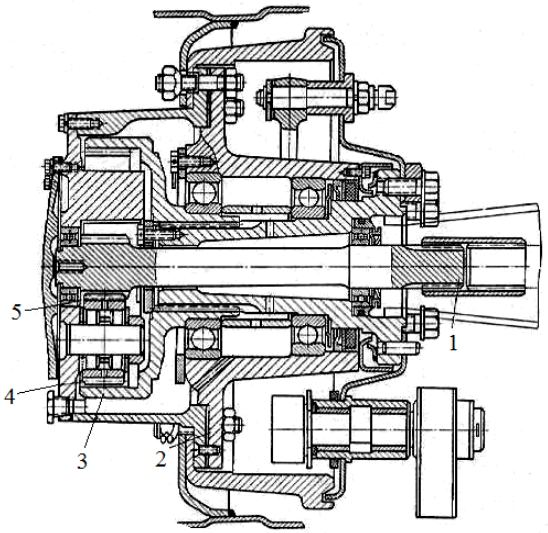


Рисунок 7.21 – Планетарна кінцева передача, змонтована у ведучому колесі трактора: *1* – ведуча вісь; *2* – маточина колеса; *3* – коронна шестерня; *4* – сателіт; *5* – сонячна шестерня

Ланцюгові передачі в даний час застосовуються рідко. Конструкція цих передач в порівнянні із зубчастими виходить більш складною, так як для періодичного регулювання натягу ланцюга необхідний натягач. Крім того, роликові ланцюги, які використовуються в цих передачах, відносно дорогі, а термін їх служби в порівнянні з шестернями мала.

Внаслідок консольного розташування кінцевої передачі важко забезпечити достатню жорсткість конструкції, необхідну для гарантії незмінності відносного положення деталей в процесі експлуатації трактора. Найбільша жорсткість конструкції досягається при моноблочному виливку картерів, кінцевої передачі і заднього моста, але цей спосіб може бути застосований лише для тракторів невеликої потужності. Для тракторів великої потужності, у яких розміри механізмів великі, цей спосіб не підходить і картери доводиться відливати окремо. Ускладнюється моноблочний виливок картерів і у колісних тракторів в тих випадках, коли кінцева передача винесена до ведучих коліс. Для збільшення жорсткості конструкції заднього моста у гусеничних тракторів середньої і великої потужності широко використовується установка вісі *5* ведучих коліс, що зв'язує картер заднього моста з кінцевою передачею так, як це показано на рисунках 7.5 і 7.6.

З тією ж метою встановлюють балку *6* (рис. 7.10), яка б пов'язала картери кінцевих передач. Іноді конструкцію підсилюють за рахунок ребер жорсткості (рис. 7.10) в картері передачі.

Термін служби кінцевих передач в значній мірі залежить від їх герметизації, тобто захисту від потрапляння бруду та запобігання витікання оливи. Досвід експлуатації показує, що при поліпшенні ущільнення передачі її термін служби підвищується в 2–3 рази. В даний час для цього широко використовуються самопідтиснені радіальні, торцеві та лабіринтові ущільнення (рис. 7.5, 7.10).

Мащення деталей кінцевих передач, розміщених близько ведучих коліс, здійснюється розбризкуванням оливи, залитої в картер цієї передачі. Рівень масляної ванни повинен бути таким, щоб вінець відомої шестерні був занурений в кінцевих передачах, змонтованих близько центральних передач.

7.3 Приводи керування механізмами трансмісії тракторів

Приводи керування механізмами трансмісії тракторів служать для приведення в дію наступних механізмів трансмісії трактора:

– повороту;

– гальм;

– муфт зчеплення тощо.

Крім загальних вимог, що пред'являються до всіх механізмів, приводи керування повинні знаходитися в постійній готовності до роботи і повністю відтворювати дії тракториста при керуванні механізмом (володіти слідкувальною властивістю).

Залежно від джерел енергії, які використовуються для керування трактором і його механізмами, приводи можна розділити на дві основні групи:

– приводи безпосередньої дії – вся робота по керуванню механізмами проводиться за рахунок мускульної енергії тракториста;

– приводи з підсилювачами (сервомеханізмами) – для керування трактором частково або повністю використовуються спеціальні джерела енергії.

7.3.1 Приводи безпосередньої дії

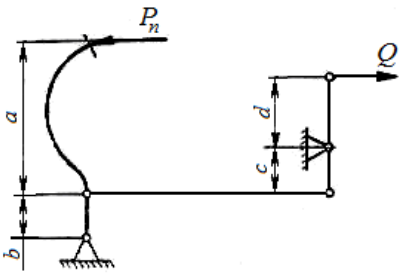
За конструкцією в залежності від способу передачі енергії безпосередні приводи можуть бути розділені на дві групи:

– *механічні приводи* – передача енергії від педалі або важеля керування здійснюється системою тяг, важелів або кулачків;

– *гідравлічні приводи* – передача енергії здійснюється рідиною через систему циліндрів і поршнів.

Механічні приводи

Схема найпростішого механічного приводу показана на рисунку 7.22 *а*.



а

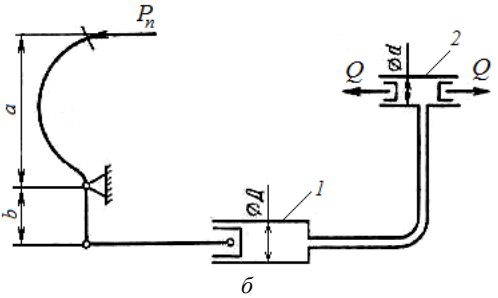


Рисунок 7.22 – Схеми приводів безпосередньої дії: *а* – механічний; *б* – гідравлічний; *1*, *2* – циліндри

До позитивних якостей механічного приводу відносяться простота конструкції і технології виготовлення, низька ціна і безвідмовність в роботі. Крім того, для приведення в дію цього приводу не потрібно ніяких підготовчих операцій. Завдяки зазначеним позитивним якостям механічні приводи отримали широке поширення на тракторах.

Гідравлічні приводи

У гідравлічному приводі безпосередньої дії (рис. 7.22 *б*) педаль керування діє на шток, що переміщає поршень усередині циліндра *1*. Рідина, що виштовхується з циліндра, пересуває поршні в робочих (силових) циліндрах *2*.

Позитивними якостями цього приводу є:

– простота конструкції та високий ККД ($\eta \approx 0,9$);

– точний розподіл сил за механізмами (при керуванні декількома механізмами);

– постійна готовність приводу до дії;

– зручність компонування приводу при значній віддаленості вузла від сидіння тракториста.

Недоліки цих приводів наступні:

– складніший догляд в порівнянні з механічним приводом;

– пошкодження оливопроводів виводить привід з ладу;

– можливість порушення роботи приводу при низьких температурах внаслідок загустіння і навіть замерзання робочої рідини.

7.3.2 Приводи з підсилювачами

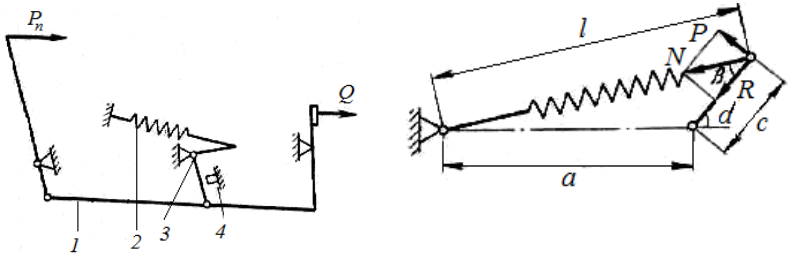
Призначенням підсилювачів в приводах управління є полегшення керування трактором шляхом виконання всієї (при автоматичному керуванні) або частини роботи з керування вузлом.

Підсилювачі, що застосовуються в даний час, можуть бути розділені за типом енергії, що використовується в підсилювачі (енергія стислих або розтягнутих пружин, енергії двигуна трактора, кінетичної енергії машини) і за конструкцією (механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні тощо).

Пружинні механічні підсилювачі

Для полегшення вимикання муфт зчеплення або муфт повороту в ряді конструкцій застосовуються підсилювачі, в яких використовується енергія стислих або розтягнутих пружин.

Принципова схема такої конструкції показана на рисунку 7.23 *а*. До тяги *1*, що з'єднує педаль керування з муфтою зчеплення (або муфтою повороту), приєднаний Г-подібний важіль, що обертається на шарнірі *3*. До короткого плеча важеля приєднаний кінець попередньо розтягнутої пружини *2*. Упор *4* обмежує поворот важеля. Завдяки упору при увімкненій муфті зчеплення система знаходиться в рівновазі. Коли тракторист для вимкнення муфти зчеплення переміщує тягу вліво, Г-подібний важіль повертається за годинниковою стрілкою і пружина *2* підсилювача додатково розтягується.



а *б*

Рисунок 7.23 – Схема підсилювача з використанням енергії розтягнутих пружин: *а* – загальний вигляд; *б* – вигляд при розтягуванні пружини; *1* – тяга; *2* – пружина; *3* – шарнір; *4* – упор

Максимальне розтягнення пружини відповідає положенню, коли її вісь збігається з напрямком короткого плеча важеля. До цього моменту тракторист крім опору пружин муфти зчеплення повинен долати ще опір пружини *2* підсилювача. Як тільки важіль пройде зазначене положення, пружина підсилювача, скорочуючись, допомагатиме вимкненню муфти. Таким чином, при вимкненні муфти зчеплення з пружинним підсилювачем спочатку тракторист повинен долати підвищений опір, а потім підсилювач буде допомагати вимкненню.

При вмиканні муфти зчеплення тяга *1* під дією пружин муфти зчеплення буде рухатися в початкове положення, «заряджаючи» пружину підсилювача.

Як показує практика, застосування пружинних підсилювачів зменшує роботу керування муфтою зчеплення, приблизно на 25–30%, причому ця величина може коливатися в значних межах залежно від стану шарнірів приводу.

Пружинні підсилювачі отримали обмежене поширення, що пояснюється неможливістю автоматизації керувань при їх застосуванні та тим, що вони тільки частково полегшують працю тракториста.

Крім того, ці підсилювачі можуть бути використані тільки в поєднанні з механізмами, в приводах яких встановлені пружини.

Слідкувальний пристрій приводів з підсилювачами

Одна з вимог, що пред'являється до приводів, відтворення дій тракториста при керуванні вузлом. Ця вимога випливає з наступних міркувань. У процесі керування вузлом в залежності від умов роботи потрібна різна швидкість спрацьовування і прикладання різних зусиль до керованого механізму. Так, тракторист може різко гальмувати, повністю затягуючи гальмо, або впливати на нього поступово. Для того, щоб керування трактором при наявності підсилювача не відрізнялося від управління без підсилювача, необхідно, щоб останній повністю імітував всі дії тракториста, тобто підсилювач повинен володіти слідкувальною дією.

На рисунку 7.24 показано слідкувальний механічний пристрій, який широко застосовується в багатьох підсилювачах.

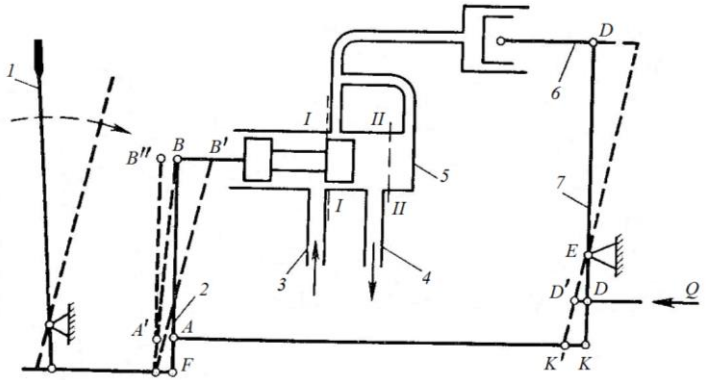


Рисунок 7.24 – Механічний привод слідкувальної дії: *1* – важіль керування; *2* – вертикальний важіль; *3*– канал підведення робочого тіла (рідина, повітря); *4* – канал відведення робочого тіла (рідина, повітря); *5* – золотниковий (розподільний) пристрій; *6* – шток; *7* – важіль; *A*, *B*, *D*, *F*, *K*, *E* – вузли шарнірного з'єднання елементів конструкції

Механізм складається з системи тяг, що зв'язують важіль управління *2*, золотниковий (розподільчий) пристрій *5* і шток *6* поршня робочого циліндра з керованим вузлом. Золотниковий пристрій нагнітальним каналом *8* з'єднаний з джерелом енергії – насосом або компресором, а іншим каналом *4* – зі спускною системою. Коли система не працює, важіль керування знаходиться в положенні, зображеному на схемі суцільною лінією. При цьому золотник перебуває в положенні I-I і нагнітальний канал *3* роз'єднаний з трубопроводом, що йде до робочого циліндру.

Припустимо, що це система керування гальмом і тракторист хоче частково його затягнути, залишивши в такому стані на тривалий період. Для цього тракторист переміщує важіль управління і затримує його в потрібному положенні (показано штрих-пунктирною лінією) на необхідний час, як він зробив би це за відсутності підсилювача. Вертикальний важіль *2* не має жорсткої опори. Він в точках *B* і *A* шарнірно зв'язаний зі штоком золотника і тягою, що йде до гальма. Якби в точках *B* і *A* важіль не відчував ніякого опору, він переміщався б паралельно самому собі. В даному випадку цього не відбудеться, він повернеться навколо точки *B* або навколо точки *A*. Точка *B* не може служити

віссю, так як шток золотника надає малий опір руху. Для переміщення точки *A*, яка пов'язана з керованим вузлом, треба докласти велику силу. Тому точка *A* залишиться нерухомою і важіль повернеться навколо неї, зайнявши нове положення *AB*.

При переміщенні точки *B* вправо золотник займе нове положення II-II, при цьому зливний канал *4* закриється, а нагнітальний *3* з'єднається з робочим циліндром. Рідина або стиснене повітря з насоса (або компресора) почне надходити в простір над поршнем робочого циліндра. Шток *6* поршня робочого циліндра поверне важіль *7* навколо шарніра *E* і точка, пов'язана тягою з гальмом, переміститься в точку *D*. Гальмо затягнеться.

Так як тракторист затримав важіль в проміжному положенні, то і затягування гальма не повинно змінюватися. Робочий циліндр і раніше з'єднаний з нагнітальним каналом, тому його поршень буде продовжувати рухатися вправо, а отже, гальмо буде затягуватися. В даному випадку цього не відбудеться, тому що точка *K* важеля тягою з'єднана з важелем *2*. Точка *F* нерухома і при переміщенні точки *K* в точку *K'* важіль *2* повернеться навколо шарніра *F* і перейде в стан *FB*. Золотник припинить подачу робочої рідини в робочий циліндр і з'єднає його із зливним каналом. Тиск в циліндрі впаде і під дією пружин гальма точка *A'* почне переміщатися до точки *A*. Золотник знову включить нагнітальний канал і весь процес повториться.

При правильному підборі розмірів елементів системи можна домогтися того, що переміщення точки *D* буде практично непомітним.

У разі виходу з ладу джерела енергії робота механізму керування, виконаного за даною схемою не порушиться, так як шток золотника, дійшовши до упору в кришку, зупиниться і точка *B* стане нерухомим шарніром, навколо якого буде повертатися важіль.

Якщо система приводу підсилювача не повинна мати слідкувальну дією, то золотник безпосередньо пов'язують з важелем управління, за допомогою якого він встановлюється в потрібне положення: «Увімкнено» або «Вимкнено».

Підсилювачі, що використовують енергію двигуна трактора, мають найбільше поширення на машинах. За принципом роботи вони поділяються на гідравлічні, пневматичні, електричні та механічні. Найбільшого поширення набули гідравлічні та пневматичні, принцип дії яких розглядається нижче.

Гідравлічні підсилювачі являють собою гідрооб'ємний привід, що складається з гідронасоса, розподільника, гідромотора і сполучних шлангів. Гідронасос отримує енергію від двигуна трактора. Розподільник, з'єднаний з органами керування трактором, направляє потік робочої рідини до гідромоторів, вихідний вал якого з'єднаний з важелем керування даним агрегатом.

Цей тип підсилювачів знаходить найбільшого поширення на тракторах для керування механізмами повороту, гальмами, муфтами зчеплення тощо. Як і будь-якій гідрооб'ємній передачі, такому підсилювачу притаманні свої позитивні та негативні якості, описані вище в розділі «Гідропередачі».

Пневматичні приводи управління використовуються на гусеничних тракторах, призначених для роботи в суворих кліматичних умовах, а також на ряді колісних тракторів-тягачів, які працюють з причепами. Так, наприклад, на тракторі Т-180 за допомогою пневматичних підсилювачів керуються муфта зчеплення, гальма і лебідка.

Позитивними якостями приводу з пневматичним підсилювачем є можливість роботи при низьких температурах, а також зручність керування гальмами причепів. Однак у порівнянні з гідравлічними приводами вони мають більшу вагу і габарити. Вартість вузлів, складаючих привід, висока. Перед початком роботи потрібен якийсь підготовчий час, необхідний для створення тиску в системі.

Принципова схема приводу з пневматичним підсилювачем представлена на рисунку 7.25.

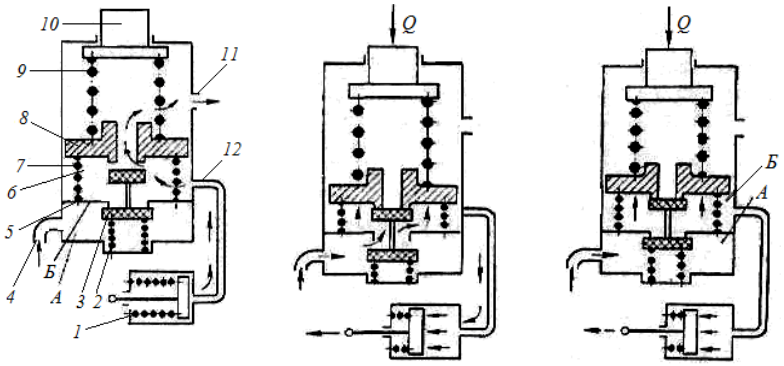


Рисунок 7.25 – Принципова схема пневматичного крана зі слідкувальною дією: *а* – неробочий стан; *б* – зупинка в проміжному положенні; *в* – плунжер, що продовжує рухатися; *1* – сервомотор; *2* – пружина; *3* – клапан; *4* – трубопровід; *5* – перегородка; *6* – впускний клапан; *7, 9* – пружина; *8* – поршень; *10* – плунжер; *11* – атмосферний отвір

Основними елементами схеми є (рис. 7.26): компресор *1*, що приводиться в дію від вала двигуна; розподільник *4*, що включає і вимикає сервомотор; сервомотор *5* пов'язаний з керованим агрегатом.

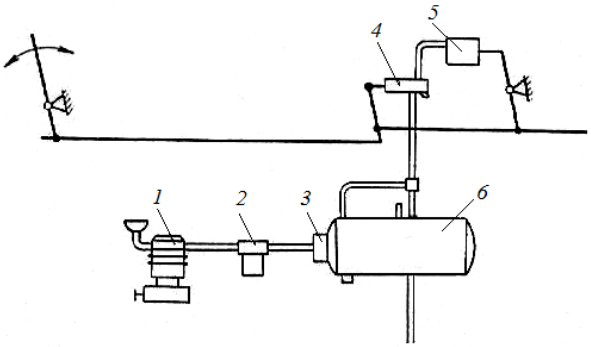


Рисунок 7.26 – Схема приводу з пневматичним підсилювачем: *1* – компресор; *2* – вологооливоуловлювач; *3* – клапан; *4* – розподільник (золотник); *5* – сервомотор; *6* – повітряний балон

Для підвищення надійності роботи в систему включаються додаткові агрегати.

Найбільшого поширення набула так звана «однодротова» система, при якій керування кожним агрегатом проводиться за допомогою самостійного розподільника і сервомотора. Агрегати пневмопідсилювача тракторів уніфіковані з агрегатами автомобілів.

Компресори

На тракторах використовуються одноступінчасті, одно- і двоциліндрові компресори, що розвивають тиск 5–7 кг/см^2, продуктивністю 60–250 л/хв (продуктивність компресора в автобудуванні прийнято вказувати при 1250 хв$^{-1}$). Монтується компресор на двигуні з таким розрахунком, щоб забезпечити гарне охолодження циліндрів холодним повітрям, для чого він зазвичай встановлюється позаду вентилятора. Компресор приводиться в дію від колінчастого вала двигуна.

Вологооливоуловлювачі

Повітря, що подається з компресора, має високу температуру (до 200°С). Проходячи по трубопроводах він охолоджується, тому відбувається конденсація вологи і оливи, наявній в повітрі. Потрапляючи на клапани та інші пристрої, волога викликає корозію, а в зимовий час лід, що утворюється і може вивести систему з ладу. Для видалення з повітря парів води і оливи між компресором і ресивером іноді встановлюють спеціальні вологооливоуловлювачі, що працюють за принципом фільтрів. На трактори зазвичай ці прилади не встановлюються, а їх роль виконують ресивери, де для спуску конденсату передбачаються спеціальні спускні пробки.

Ресивер – повітряний балон. Оскільки продуктивність компресора залежить від числа обертів вала двигуна, то тиск в системі, а, отже, і швидкість спрацьовування агрегатів може змінюватися. Для усунення цього недоліку в систему включається спеціальний повітряний балон – ресивер, куди нагнітається повітря з компресора. Оснащений редукційним і зворотним клапанами ресивер забезпечує постійний робочий тиск незалежно від числа обертів двигуна трактора. Крім того,

наявний запас повітря забезпечує кілька спрацьовувань механізмів при непрацюючому компресорі. Обсяг ресивера приблизно в 20–25 разів перевищує обсяг усіх сервомоторів, встановлених на тракторі. Встановлювати ресивер необхідно в найбільш низькому місці, щоб в ньому збирався конденсат з вузлів приводу.

Розподільник

Конструкція розподільника (золотника) залежить від механізму, для керування яким він призначений. Якщо агрегат, наприклад, подібно муфті зчеплення, вимагає тільки вмикання або вимикання, то золотник безпосередньо пов'язують з органом керування (педаль або важіль). При цьому золотник переміщають та встановлюють у два положення – «Увімкнено» або «Вимкнено».

Якщо керований механізм повинен встановлюватися в проміжному положенні, тобто повинна бути забезпечена «слідкувальна дія», то розподільник зв'язується з органом керування за допомогою, наприклад, механічної системи, зображеної на рисунку 7.25.

На рисунку 7.25 зображена принципова схема пневматичного розподільника зі слідкувальною дією, що керується гальмами.

Зусилля від педалі або важеля керування передається на плунжер *10*, пружину *9* і на поршень *8*, надпоршневий простір якого завжди поєднується з атмосферою через отвір *11*. Порожнина під поршнем *8* за допомогою повітропроводу *12* з'єднана з сервомотором *1*. Стисле повітря з компресора по трубопроводу *4* подається в порожнину *А*, відокремлену перегородкою *5* від порожнини *Б*.

На рисунку 7.25 *а* розподільник зображений в неробочому положенні, коли зусилля на плунжері *10* відсутнє і пружина 9 знаходиться у вільному стані, внаслідок чого пружина *7* віджимає поршень *8* у верхнє положення, впускний клапан *6* відкритий, а випускний клапан *3* під дією пружини *2* закритий. Таким чином, надпоршневий простір сервомотора з'єднується з атмосферою.

На рисунку 7.25 *б* представлено положення, коли водій, приклавши зусилля до плунжера, зупинив його в якомусь проміжному положенні. Під дією пружини *9* поршень,

опускаючись вниз, закриває клапан *6* і відкриває клапан *3*, долаючи силу пружини *2*. Стисле повітря з порожнини *А* через відкритий клапан *3* і порожнину *Б* надходить до сервомотора.

Зверху на поршень *8* діє сила пружини *9*, а знизу – тиск повітря в порожнині *Б*, яке зростає в міру надходження його через клапан *3*. Як тільки сила тиску повітря перевищить силу пружини *9*, поршень підніметься, впускний клапан *3* закриється, а випускний клапан *6* залишиться закритим. Таким чином, в сервомоторі створюється тиск, пропорційний переміщенню важеля управління. Якщо тиск на плунжері зросте (рис. 7.25 *в*) і він додатково переміститься вниз, то під дією пружини *9* поршень *8* знову опуститься і відкриє впускний клапан *3*, а клапан *6* закриється, поки знову не наступить стан рівноваги системи.

Перелік посилань

1. Лебедєв А. Т., Антощенков В. М., Бойко М. Ф. та ін. Трактори та автомобілі. Шасі : навч. посіб. / за ред. проф. А. Т. Лебедєва. К. : Вища освіта, 2004. Ч.3. 336 с.

2. Ксеневич И. П., Шарипов В. М., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

3. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М. : Машиностроение, 1968.

4. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983.

5. Гуськов В. В. Тракторы. Теория. М. : Высшая школа, Ч.2. 1977.

Запитання для самоперевірки знань

1. Які функції в трансмісії трактора виконують з’єднувальні муфти?

2. У чому виражаються переваги пружних муфт?

3. У чому виражаються переваги шарнирів у порівняні з напівжорсткими муфтами?

4. З яких механізмів складаються задні мости гусеничних тракторів?

5. Де в трансмісії трактора розміщується центральна головна передача?

6. За якими ознаками класифікують механізми повороту гусеничних тракторів?

7. Які механізми повороту відносяться до фрикційно-планетарних?

8. Що собою являє механізм повороту з муфтами? Назвіть його основні елементи конструкції.

9. Що собою являє простий диференціальний механізм повороту? Назвіть його основні елементи конструкції.

10. Що собою являє комбінований механізм повороту? Назвіть його основні елементи конструкції.

11. Які функції в конструкції трактора виконують гальма?

12. Які розрізняють гальма за способом кріплення кінців гальмової стрічки?

13. За якими схемами виконують прості стрічкові гальма?

14. З яких елементів складається дискове гальмо колісного трактора?

15. Які функції виконують кінцеві передачі?

16. У яких місцях може бути змонтована кінцева передача?

17. За якими ознаками класифікуються приводи керування механізмами трансмісії тракторів?

18. З яких елементів складається пневматичний підсилювач?

19. З яких елементів складається пружний механічний підсилювач?

8 ХОДОВА ЧАСТИНА КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Ходова частина забезпечує рух трактора, а також підтримує його остов. Вона складається з ведучих і напрямних коліс, передньої осі та підвіски.

8.1 Ведучі та напрямні колеса

Ведучі та напрямні колеса забезпечують рух трактора і передають його вагу на опорну поверхню. Крім загальних для всіх механізмів вимог, колеса повинні:

– забезпечувати мінімальний питомий тиск на ґрунт;

– надавати невеликий опір руху трактора;

– забезпечувати високі зчіпні якості з різними ґрунтами незалежно від їх стану;

– не пошкоджувати крону рослин і їх кореневу систему при проході по міжряддях;

– самоочищуватись від налиплого ґрунту і снігу.

Залежно від конструкції обода колеса діляться на колеса з жорсткими ободами і колеса на балонах.

8.2 Передні осі колісного трактора

Передні осі колісного трактора служать для з'єднання напрямних коліс з остовом трактора. Крім загальних, що пред'являються до всіх механізмів вимог, передня вісь повинна:

– передавати зусилля, що виникають між остовом трактора і передніми колесами;

– забезпечувати правильну установку напрямних коліс, як при повороті, так і при прямолінійному русі трактора.

Конструкція передніх осей визначається призначенням трактора і умовами його експлуатації.

Передні осі поділяються на:

– передні осі (обертальний момент не підводиться до коліс) і передні мости (обертальний момент підводиться до коліс);

– передні осі з розставленими або зближеними передніми колесами;

– за типом підвіски: підресорені і безпружинні;

– цілою або розрізною передньою віссю.

Конструкція балки передньої вісі та спосіб її виготовлення визначаються експлуатаційними вимогами, що пред'являються до трактора.

Для тракторів загального призначення, а також просапних тракторів, призначених для обробки низькостеблових культур, найбільшого поширення набули осі з розставленими колесами (рис. 8.1).

Цей тип осей забезпечує найкращу стійкість трактора і прохідність по міжряддях. Дорожній просвіт 400–550 мм у тракторів цього типу легко забезпечується подовженням стійки шворня поворотної цапфи. Однак для обробки високостеблових культур необхідне збільшення дорожнього просвіту до 600–760 мм, а для особливо високостеблових (чай, бавовна та ін.) вже по 800–1000 мм і більше (наприклад, для обробки винограду).

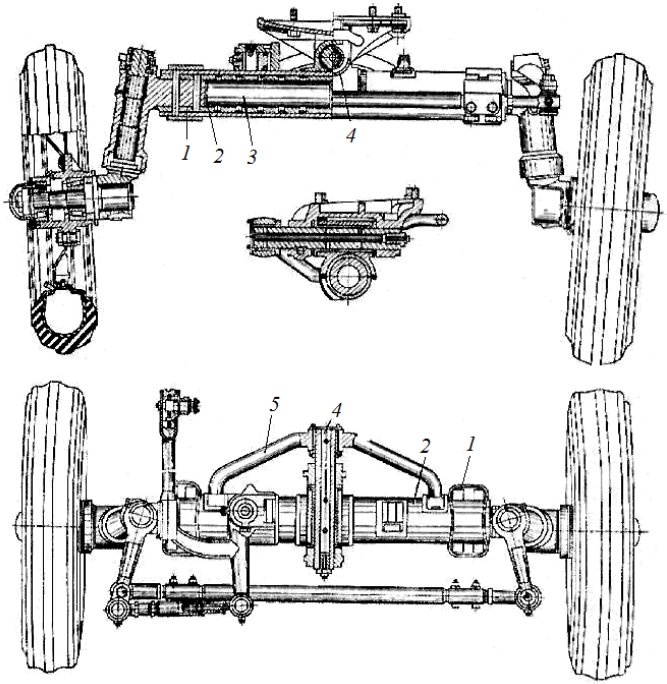


Рисунок 8.1 – Передня вісь трактора з розставленими напрямними колесами:
1 – хомут; *2*, *3* – висувні труби; *4* – шарнір; *5* – вилка

На багатьох просапних тракторах для збільшення дорожнього просвіту, а також для зручності компонування сільськогосподарських машин застосовують осі зі зближеними передніми колесами (рис. 8.2) або встановлюють одне напрямне колесо. Такі трактори мають малу поперечну стійкість, крім того, вони при роботі перекривають тільки парне число рядків. У тракторів зі зближеними напрямними колесами або з одним напрямним колесом вертикальний вал встановлюють в кронштейні, що сприймає навантаження від коліс.

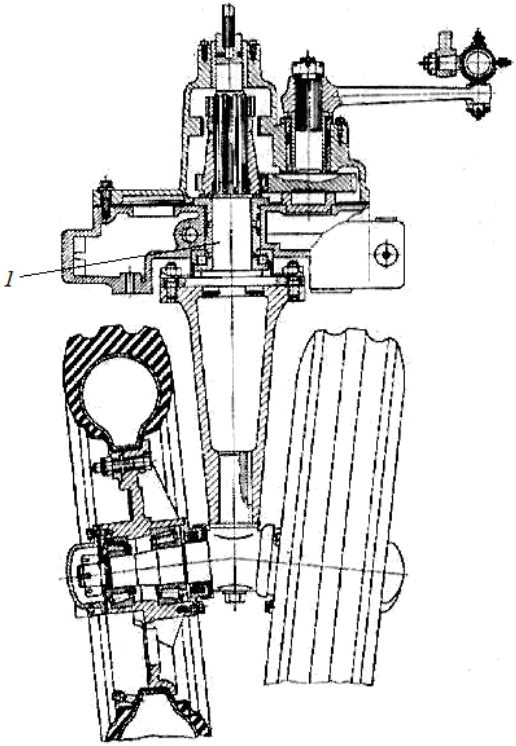


Рисунок 8.2 – Передня вісь трактора зі зближеними напрямними колесами:
1 – вертикальний вал

Вибір колії просапного трактора визначається можливістю механізації обробки різних просапних культур, розміри міжрядь яких залежать від виду рослин і кліматичних умов даного району.

Прагнення зробити колісні трактори більше універсальними привело до того, що у більшості тракторів з розставленими напрямними колесами колію роблять регульованою. У зв'язку з цим великого поширення набули складові телескопічні балки передньої осі, у яких кріплення висувних труб *2* і *3* (рис. 8.1) робиться цанговим. Зовнішня розрізна труба затягується хомутом *1*. Залежно від конструкції балки передньої осі робляться литими або штампованими (круглі, двотаврові, трубчасті та ін.).

Колія передніх коліс може дещо відрізнятися від колії задніх коліс, що пояснюється різними розмірами шин. При використанні зближених напрямних коліс їх колію встановлюють в межах 200–450 мм.

8.3 Підвіска передньої осі до остова трактора

Підвіска передньої осі виконує кілька функцій:

– через неї передається вага передньої частини трактора на балку;

– вона забезпечує передачу штовхаючих зусиль від остова до передніх коліс;

– сприймає поштовхи й удари від передніх коліс;

– покращує пристосованість коліс трактора до нерівностей шляху.

У більшості тракторів передня вісь з'єднується з остовом в одній точці за допомогою шарніра *4* (рис. 8.1). Для розвантаження цього шарніра від штовхаючих зусиль встановлюються спеціальні вилки *5*. Якщо передня вісь зроблена укороченою (рис. 8.2) або є тільки одне переднє колесо, то всі зусилля сприймаються підшипниками вертикального валу *1*.

Підвищення швидкостей руху тракторів призвело до збільшення динамічних навантажень на передні осі. З метою підвищення довговічності в практиці тракторобудування стали використовувати пружні елементи в системі підвіски передніх, а іноді й задніх осей.

На рисунку 8.3 представлена передня вісь, у якій пружні елементи у вигляді циліндричних пружин *3* вмонтовані в стійках шворнів поворотних кулаків *2* цапфи *1*.

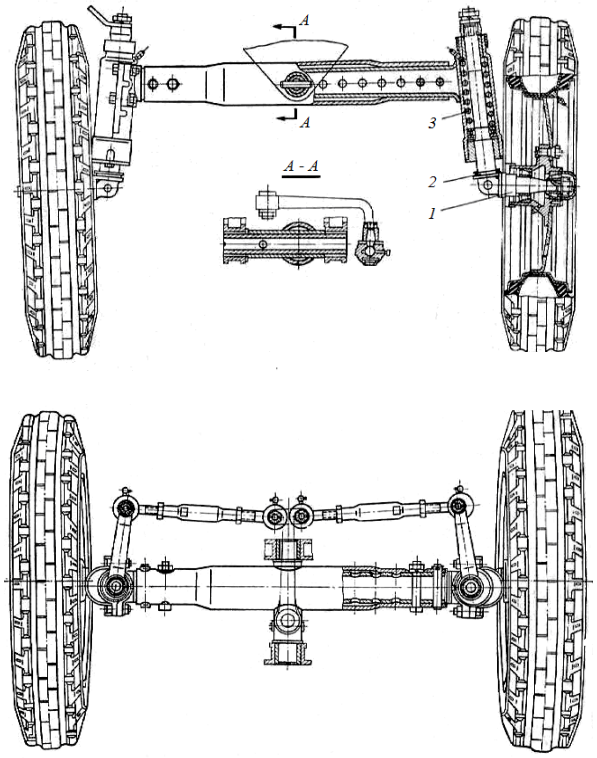


Рисунок 8.3 – Передня вісь з підресореними напрямними колесами:
1 – цапфа; *2* – поворотний кулак; *3* – циліндрична пружина

У конструкції переднього моста, зображеного на рисунку 8.4, також використані циліндричні пружини *13*, встановлені на шворнях *14* поворотних кулаків *15*. Характерною рисою цієї конструкції є можливість зміни колії за допомогою висувних труб *7*, які фіксуються в заданому положенні стопорами *5*. Шворінь *14* і кінцева передача *11* вписані в габарити диска *12* напрямного колеса.

Обертальний момент до колеса підводиться через дві послідовно встановлені сполучні муфти *9* і *10* нерівних кутових швидкостей.

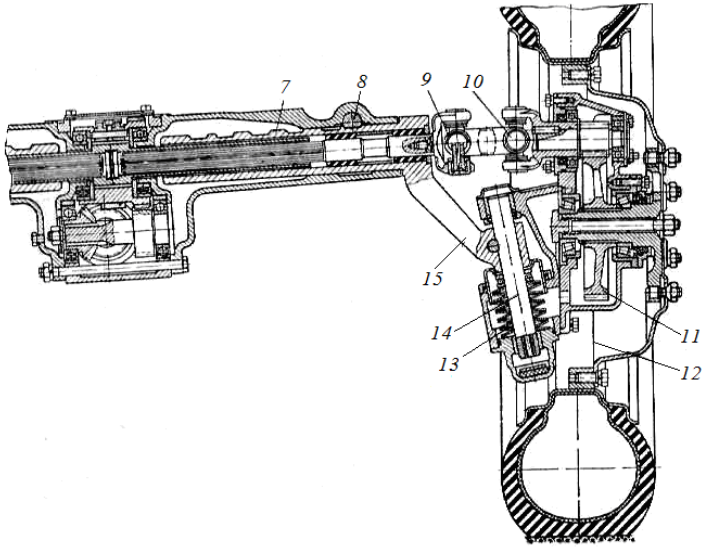


Рисунок 8.4 – Передній міст трактора з підресореними напрямними колесами: *7* – висувна труба; *8* – стопор; *9, 10* – шарніри (з'єднувальні муфти нерівних кутових швидкостей); *11* – кінцева передача; *12* – диск; *13* – циліндричні пружини; *14* – шворінь; *15* – поворотний кулак

На рисунку 8.5 зображений передній міст трактора, у якого для підресорювання коліс встановлені циліндрові пружини *2*. У конструкції оригінально вирішено питання підведення обертального моменту до напрямних коліс без використання з'єднувальних муфт. Завдання вирішено за допомогою двох пар конічних шестерень *1* і *3*.

Для підресорювання переднього моста, конструкція якого зображена на рисунку 8.6, застосована поперечна листова ресора *4*, яка шарніром *5* в середній частині з'єднана з остовом трактора. Кінці ресори вушками *2* кріпляться до кронштейнів *3* переднього моста. Для запобігання скручування ресори штовхаючими зусиллями служить вилка *6*. Обертальний момент до коліс підводиться через сполучну муфту *1* рівних кутових швидкостей.

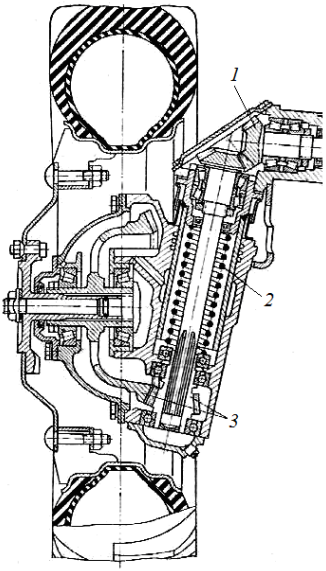


Рисунок 8.5 – Передній міст з підресореними напрямними колесами (обертальний момент підводиться без з'єднувальних муфт): *1, 3* – дві пари конічних шестерень; *2* – циліндрична пружина

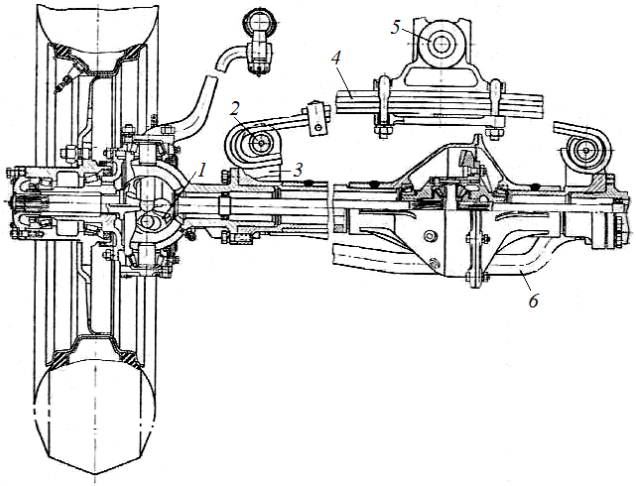


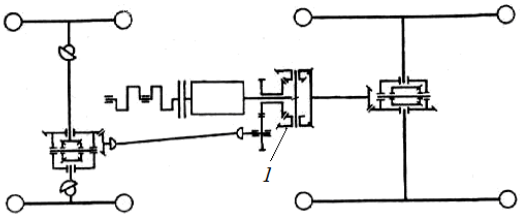
Рисунок 8.6 – Передній міст, підресорений за допомогою поперечної листової ресори: *1* – сполучна муфта (шарнір рівних кутових швидкостей); *2* – провушина ресори; *3* – кронштейн; *4* – листова ресора; *5* – шарнір; *6* – вилка

8.4 Привід до передніх мостів

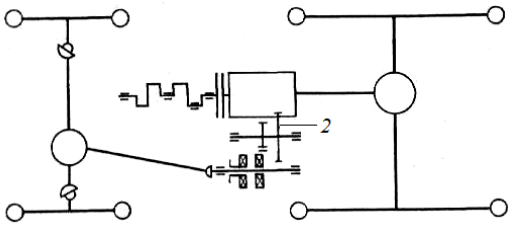
У трактора з усіма ведучими колесами вся його вага використовується як зчіпна. В цьому випадку сила тяги розподіляється на чотири колеса, тому напруженість зчеплення з ґрунтом при інших рівних умовах виходить відповідно меншою, що дуже важливо при роботі трактора на слабких ґрунтах.

У тракторів з усіма ведучими колесами, на відміну від тракторів з двома ведучими колесами, утворюється замкнутий силовий контур (трансмісія, ведучі колеса, ґрунт), внаслідок чого може виникнути циркулююча потужність. Поява циркулюючої потужності викликається різною величиною динамічних радіусів ведучих коліс.

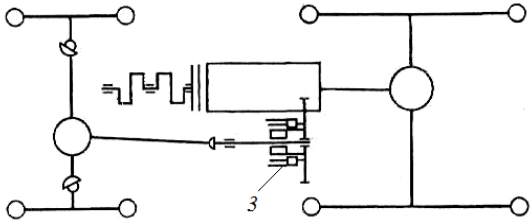
Для зменшення негативного впливу циркулюючої потужності та підвищення динамічних якостей тракторів встановлюють спеціальні механізми, наприклад, міжосьовий диференціал *1* (рис. 8.7 *а*). При появі циркулюючої потужності в трансмісії диференціал дає можливість ведучим колесам передньої та задньої осі обертатися з різними кутовими швидкостями, виключаючи додаткове завантаження трансмісії.



а



б



в

Рисунок 8.7 – Схеми приводів до передніх ведучих мостів:
а – з міжосьовим диференціалом; *б* – з роздавальною коробкою;
в – з муфтою вільного ходу

Варіант використання роздавальної коробки з примусовим вимкненням переднього моста показаний на рисунку 8.7 *б*. Привід здійснюється від роздавальної коробки, в якій є рухливі шестерні *2*, що служать для вмикання та вимикання переднього моста. Додаткова передача ускладнює трансмісію та знижує її ККД, а відсутність автоматичного вмикання переднього моста ускладнює управління трактором. Крім того, при увімкненому передньому мості і наявності циркулюючої потужності не знімається додаткове навантаження на деталі трансмісії. Зазначені недоліки обмежують застосування роздавальної коробки.

На схемі, зображеній на рисунку 8.7 *в*, в приводі до переднього моста встановлена муфта вільного ходу *3*, яка в порівнянні з диференціалом відрізняється простотою конструкції і меншою вагою. Ця муфта автоматично вмикає і вимикає передній міст. При звичайній роботі, коли окружні швидкості коліс рівні, передній міст вимкнений. У важких умовах роботи, коли окружна швидкість передніх коліс стає менше окружної швидкості задніх, муфта вільного ходу заклинюється і автоматично вмикає привід до передніх коліс.

Перевагою подібних конструкцій є те, що передній міст автоматично вмикається тільки у важких умовах роботи, що підвищує економічність роботи трактора.

Недолік конструкції в тому, що механізм працює тільки при русі трактора вперед. Для усунення зазначеного недоліку

запропонований ряд конструкцій, робота яких не залежить від напрямку руху трактора.

Реверсивна муфта, зображена на рисунках 8.7 *в* і 8.8, не тільки автоматично включає передній міст, як при передньому, так і при задньому ході трактора, а й замінює собою диференціал.

Муфта складається з двох храповиків *1* і *2*, двоплечих важелів *4*, кожна з яких працює відповідно на піввісь *3* або *10* (на рисунку 8.8 зображений один важіль *4*). На осі *5* вільно надіті двоплечі важелі, з'єднані з корпусом шестерні *6* центральної передачі.

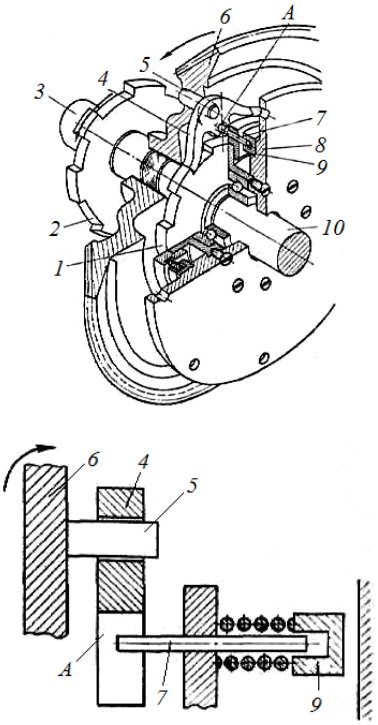


Рисунок 8.8 – Схема реверсивної муфти: *1*, *2* – храповик; *3*, *10* – піввісь; *4* – двоплечий важіль; *5* – вісь; *6* – ведена шестерня центральної передачі; *7* – палець; *8* – картер; *9* – стакан

У тілі кожної собачки є паз *А*, в нього входить рухомий палець *7*, що обертається разом з двоплечими важелями при роботі трактора. Другий кінець пальця *7* входить в обертовий разом з ним натискний стакан *9*. За допомогою пружин стакан *9* притискається до торцевої поверхні картера *8*.

При роботі трактора між торцем склянки *9* і нерухомою стінкою картера *8* виникають сили тертя, які прагнуть утримати рухомий палець *7*. Таким чином створюється момент, що повертає двоплечий важіль в залежності від напрямку обертання шестерні *6* в ту або іншу сторону.

Двоплечий важіль *4*, повертаючись на осі *5*, входить в зачеплення із храповиками. Залежно від напрямку, обертання ведучим елементом виявляється праве або ліве плече двоплечего важеля.

8.5 Способи зміни колії ведучих коліс

Найбільш простим і отримавшим широке поширення є спосіб, зображений на рисунку 8.9 *г*. В цьому випадку на виступаючому кінці півосі *4* нарізані шліци, по яким може переміщатися маточина *3* ведучого колеса. Іноді на півосі *4* нарізають гвинтові шліци (рис. 8.9 *в*).

У деяких випадках використовується спосіб, показаний на рисунку 8.9 *а*, коли для зміни колії перевертають диски *1* колеса і обід *2* (обід колеса з'єднується з диском за допомогою болтів). Недоліком цього способу є те, що при цьому відбувається поетапний вимір колії.

Деяке поширення має спосіб, показаний на рисунку 8.9 *д*. У цьому випадку вісь колеса зроблена телескопічною (елементи *5* і *6*), так само виконаний і кожух (елементи *7* і *8*).

Висуваючи внутрішню трубу, змінюють колію трактора. Обмеженість застосування цього способу пояснюється його відносною складністю.

На рисунку 8.9 *б* зображена конструкція, в якій обід *2* колеса встановлений на нарізній зовнішній частині диска *1* колеса. Для фіксації на диску *1* обід *2* зроблений розрізним і стягнутий болтами. Загортаючи або відгортаючи обід колеса змінюють колію трактора. Цей спосіб має дуже обмежене застосування, так як він складний і, крім того, різьблення під час роботи трактора схильне до ударів.

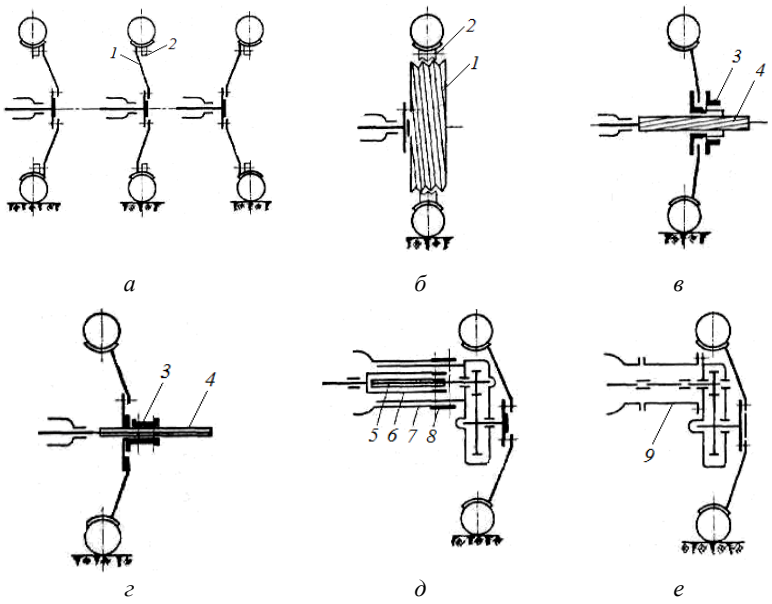


Рисунок 8.9 – Способи зміни колії колісного трактора:
а – перевертання дисків: *1* – диск, *2* – обід; *б* – установка обода на нарізній частині диска: *1* – диск; *2* – обід; *в*, *г* – використання гвинтових шліц: *3* – маточина, *4* – піввісь; *д* – телескопічне з'єднання елементів *5–8*; *е* – використання вставок різної довжини: *9* – вставка

На рисунку 8.9 *е* зображений спосіб, при якому зміна колії трактора здійснюється за допомогою вставок *9* різної довжини. Цей спосіб незручний, так як необхідно мати набір запасних вставок, які потрібно десь зберігати і в потрібні моменти підвозити до трактора. Подібний спосіб іноді використовується для зміни колії на просапних гусеничних тракторах.

Зміна колії трактора – трудомістка операція, тому її прагнуть механізувати. У схемах, зображених на рисунку 8.9 *б* і *в*, для зміни колії трактора треба тільки відпустити стопорні пристосування і, включивши передачу, перемістити трактор вперед або назад. Обід *2* колеса, переміщаючись по різьбленню барабана *1*, наявного на диску колеса (рис. 8.9 *б*) або маточини *3*, накручуючись на різьблення на кінці півосі *4*, змінює колію.

У конструкціях, зображених на рисунку 8.9 *г* і *д*, перестановка коліс може здійснюватися за допомогою виносних циліндрів навісної системи трактора.

Перелік посилань

1. Лебедєв А. Т., Антощенков В. М., Бойко М. Ф. та ін. Трактори та автомобілі. Шасі : навч. посіб. / за ред. проф. А. Т. Лебедєва. К. : Вища освіта, 2004. Ч.3. 336 с.

2. Ксеневич И. П., Шарипов В. М., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

3. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М. : Машиностроение, 1968.

4. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983.

5. Гуськов В. В. Тракторы. Теория. Ч.2. М. : Высшая школа, 1977.

Запитання для самоперевірки знань

1. Які вимоги висуваються до ведучих і напрямних коліс?
2. Яким чином поділяються передні осі тракторів?
3. Які функція виконує підвіска передньої осі трактора?
4. За якими схемами може бути здійснено привід до передніх ведучих коліс?
5. Які розрізняють способи зміни колії ведучих коліс?
6. За якими конструктивними елементами відрізняються підресорені напрямні колеса, які наведено на рисунках 8.4 і 8.5?
7. За рахунок яких елементів здійснюється передача обертального моменту до кінцевої передачі на рисунках 8.4 і 8.5?

9 РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

9.1 Призначення, вимоги, класифікація рульового керування

Рульове керування призначене для зміни напрямку руху трактора.

Крім загальних, що пред'являються до всіх механізмів вимог, воно повинно:

– забезпечувати достатню маневреність трактора;

– запобігати прослизанню коліс при повороті;

– перешкоджати передачі поштовхів з боку дороги на рульове колесо;

– забезпечувати стійкість прямолінійного руху трактора.

Класифікація рульових керувань проводиться за різними ознаками:

• за методом повороту:

– за допомогою напрямних коліс;

– методом гальмування ведучих коліс;

• за кількістю керованих коліс:

– з одним, двома;

– всіма керованими колесами;

• за конструкцією механізмів рульового керування.

9.2 Способи повороту колісного трактора

Повертаючий момент, необхідний для зміни напрямку руху колісного трактора, створюється за рахунок:

– бічних реакцій ґрунту, що виникають при повороті напрямних коліс;

– зміни співвідношення обертальних моментів на ведучих колесах;

– поєднання наведених вище способів.

Поворот напрямних коліс здійснюється двома способами:

– поворотом всієї осі зі встановленими на ній колесами;

– поворотом тільки напрямних коліс при нерухомій осі.

Поворот всієї осі на даний час застосовується в основному на просапних тракторах, коли є тільки одне напрямне колесо (триколісний трактор), або два напрямних колеса зближені та встановлені на короткій осі. Крім того, цей метод практикується

на деяких тракторних тягачах, рама яких виконана у вигляді двох шарнірно з'єднаних секцій (шарнірна рама), що повертаються разом із закріпленими на них колесами.

При розставлених напрямних колесах, коли вісь не повертається, колеса встановлюють на спеціальних поворотних цапфах, шарнірно з'єднаних з кінцями осі.

Метод зміни співвідношення обертальних моментів на ведучих колесах подібний до того, як це робиться у гусеничних тракторів, іноді використовується на спеціальних тракторах з усіма ведучими колесами.

Комбінований спосіб повороту – використання напрямних коліс з одночасною зміною моменту на ведучому колесі застосовується на просапних тракторах для повороту на обмежених площах.

Рульове керування колісного трактора складається з:

– рульового механізму;

– рульового приводу;

– рульового підсилювача.

9.3 Конструктивні особливості рульового керування колісних тракторів

Трактори працюють у важких ґрунтових умовах, де їх поворот утруднений. Просапні трактори мають змінну колію, що вимагає частого регулювання рульового приводу. Колісні трактори мають значно менші в порівнянні з автомобілями швидкості руху, що зменшує схильність до порушення коливань керованих коліс.

Облік перерахованих факторів визначає ряд особливостей конструкцій рульового керування колісних тракторів:

– поряд зі схемою повороту з передніми керованими колесами для універсальних і універсально-просапних тракторів у більш важких тракторах застосовується схема повороту з шарнірно-зчленованими напіврамами, що дозволяє повертати трактори з великими передніми колесами;

– вже починаючи з тягового класу 0,9 (тягове зусилля 9 кН), рульове керування обладнується гідравлічними підсилювачами;

– в системах гідравлічного посилення рульових керувань використовуються насоси шестеренчастого типу, що забезпечують роботу системи на високому тиску (7–10 МПа);

– на просапних тракторах рульовий механізм з сошкою розміщуються на середині передньої осі, а поперечна рульова тяга робиться розрізною, завдяки чому рульове керування не заважає регулюванню колії – досить подовжити або замінити поперечні тяги;

– на ряді просапних тракторів рульове колесо регулюється по вертикалі (підгонка під тракториста) і відкидається вперед по ходу трактора для зручності входу і виходу з кабіни (трактори МТЗ-80, МТЗ-100);

– для тривалої роботи на реверсі рульова колонка може бути переставлена.

Для універсально-просапних тракторів характерним є рульове керування з об'єднаними в одному блоці рульовим механізмом черв'ячного типу з гідропідсилювачем (Т-40М/АМ, МТЗ-80, МТЗ-100). Однак, для нового універсального сільськогосподарського трактора класу тяги *2* (тягове зусилля 20 кН) Мінським тракторним заводом розроблено гідрооб'ємне рульове управління (ГОРУ).

Для тракторів з шарнірно-зчленованою рамою характерно рульове керування трактора Т-150К.

Конструкції рульових механізмів

До рульовому механізму відносять рульову передачу і вал з рульовим колесом.

Рульовий механізм перетворює обертальний рух рульового колеса в кутове переміщення рульової сошки.

Крім загальних вимог, рульовий механізм повинен:

– не перешкоджати стабілізації прямолінійного руху керованих коліс;

– бути незворотнім, тобто бути перешкодою для передачі поштовхів, що виникають від нерівностей дороги на рульове колесо.

За способом передачі руху рульові механізми підрозділяються на:

– шестеренчасті;

– черв’ячні;

– гвинтові;

– кривошипні.

Шестеренчасті рульові механізми, виконані у вигляді однієї або двох пар шестерень, на сучасних тракторах майже не застосовуються, так як важко отримати велике передатне число при малих габаритах. Крім того, ці механізми «оборотні», тобто всі удари, які сприймають напрямні колеса, передаються на рульове колесо.

Широке поширення на тракторах отримали черв’ячні механізми, виконані в різних варіантах:

– черв’як і радіальний сектор (рис. 9.1 *а*);

– черв’як і бічний сектор (рис. 9.1 *б*);

– черв’як і ролик (рис. 9.1 *в*).

Використання бокового сектора дає можливість збільшити площу контакту і зачеплення, що призводить до зменшення зносу деталей. Регулювання такого механізму виробляється переміщенням вала сошки разом з сектором в осьовому напрямку шляхом зміни товщини шайби під кришкою. Недоліком механізму є відносно малий ККД у порівнянні з іншими механізмами.

Найбільш високий ККД і зносостійкість мають механізми, що складаються з черв’яка і ролика, які зараз набули широкого поширення.

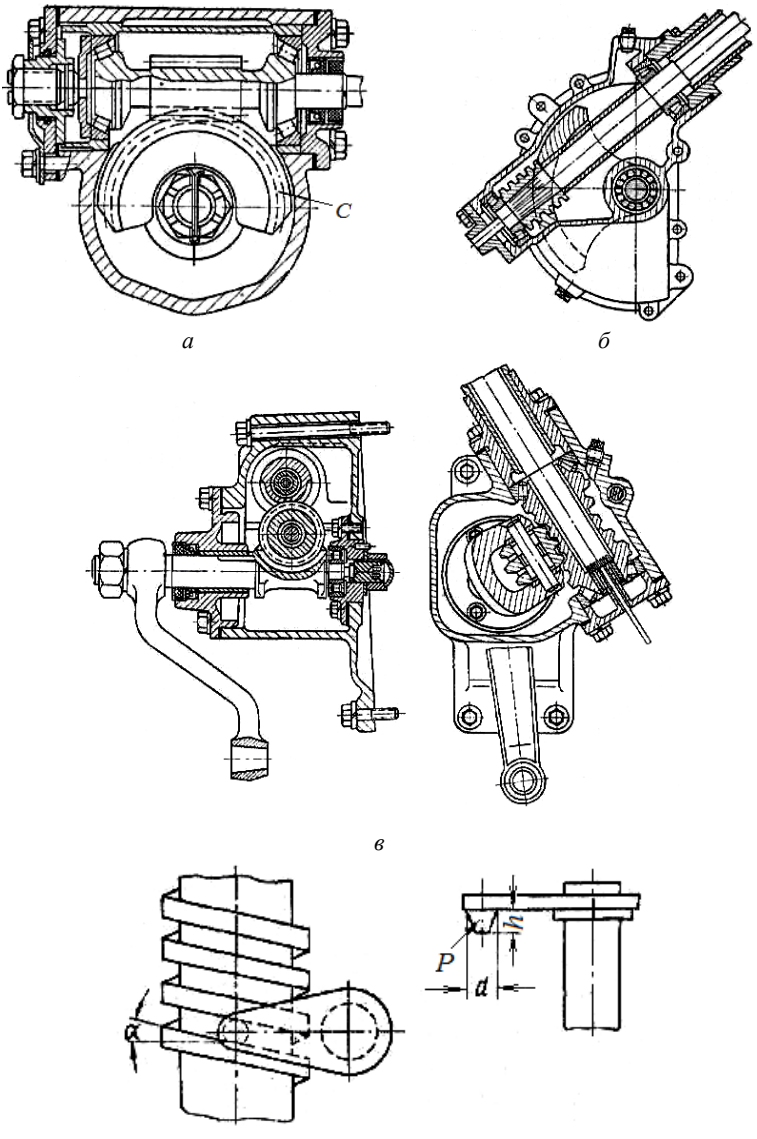
Черв’ячні рульові механізми мають подвійне регулювання:

– осьовий зазор черв’яка регулюється прокладками під нижньою кришкою картера рульового механізму;

– регулювання зачеплення черв’яка з роликом шляхом переміщення вала сошки, на якому закріплений ролик.

Рульові механізми, виконані у вигляді гвинта і гайки, незважаючи на простоту і дешевизну, на тракторах поширення не отримали, так як вони не дозволяють регулювати зазори в сполученнях деталей в разі їх зносу.

Майже не використовуються на тракторах і механізми у вигляді гвинта і шипа (рис. 9.1 *г*) внаслідок великих питомих тисків, що розвиваються в контакті.



а *б* *в* *г*

Рисунок 9.1 – Схеми рульових механізмів колісних тракторів:
а – черв'як і радіальний сектор; *б* – черв'як і бічний сектор;
в – черв'як і ролик; *г* – гвинт і шип

9.4 Підсилювачі рульових керувань колісних тракторів

Навішування сільськогосподарських знарядь не тільки ззаду, але і спереду, збоку або між колесами різко збільшує опір повороту трактора.

При роботі трактора на пухких ґрунтах або при виході його з глибокої колії або борозни, як уже зазначалося вище, також не ускладнюється керування і потрібна витрата значних зусиль з боку тракториста.

Полегшення керування можливо двома способами:

– збільшенням передатного числа рульового керування і підвищенням його ККД. В цьому випадку знижується необхідне для керування трактором зусилля, але потрібний поворот рульового колеса на більший кут, що знижує маневреність трактора;

– установкою підсилювачів в системі керування. Застосування підсилювачів значно полегшує керування трактором у важких умовах експлуатації. Крім того, можна вибирати такі передавальні числа рульового керування, які зумовлюють високу маневреність трактора.

Якщо для керування трактором на його рульовому колесі необхідно докласти зусилля більше 6 кг, то в більшості випадків в систему рульового керування вводять підсилювач.

Крім загальних для всіх механізмів вимог до підсилювачів рульового керування ставляться такі:

– забезпечувати слідячу дію (поворот напрямних коліс повинен повністю відповідати повороту водієм рульового колеса);

– не включатися при випадкових ударах на колесо при прямолінійному русі трактора;

– поломка підсилювача не повинна перешкоджати можливості керування трактором;

– володіти високою чутливістю, забезпечуючи мінімальний час спрацьовування системи.

Класифікація підсилювачів може проводитися:

• по виду використовуваних джерел енергії:

– гідравлічні;

– пневматичні та ін.;

• за методом компонування:

– всі агрегати підсилювача змонтовані в одному корпусі;

– кожен агрегат монтується в самостійному корпусі.

Принципова схема рульового керування зображена на рисунку 9.2 *а*.

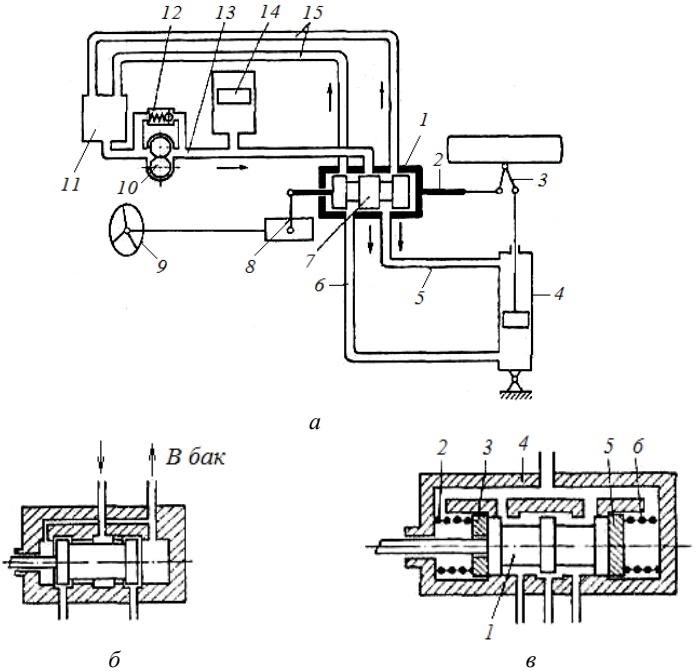


Рисунок 9.2 – Рульовий підсилювач: *а* - схема компонування: *1* – корпус розподільника; *2* – тяга зворотного зв'язку; *3* – важіль; *4* – гідромотор; *5, 6* – канали; *7* – золотник розподільника; *8* – сошка; *9* – рульове колесо; *10* – насос; *11* – бак; *12* – клапан; *13* – нагнітальний канал; *14* – гідроакумулятори; *15* – трубопроводи; *б, в* – золотники

Насос *10*, що приводиться в дію від двигуна трактора, подає рідину з бака *11* по нагнітальному каналу *18* до розподільника *1*. Для забезпечення сталості часу спрацьовування в нагнітальний канал *13* включений гідроакумулятор *14*, що підтримує, незалежно від режиму роботи двигуна, постійний тиск в системі. По трубопроводах *15* рідина, що відпрацювала, повертається в

бак *11*. При впливі на рульове колесо *9* сошка *8* пересуне золотник *7* розподільника. Нагнітальний канал *13* з'єднається з каналом *5* або *6*, що подає рідину до гідромотору *4*, шток якого з'єднаний з поворотним важелем *3* напрямного колеса трактора.

Корпус розподільника *1* зроблений рухомим. Він за допомогою тяги зворотного зв'язку *2* з'єднаний з важелем *3*. При повороті напрямного колеса трактора тяга *2* перемістить корпус золотника *1* в сторону, протилежну переміщенню золотника *7*, припиняючи подачу рідини до гідромотору, утримуючи напрямне колесо у відповідному положенні. Для повороту напрямних коліс на більший кут необхідно не припиняти поворот рульового колеса.

На схемі рисунка 9.2 *а* представлений золотник з «закритим» центром. У цій конструкції при установці золотника в нейтральному положенні з'єднувальні канали *5* і *6* повністю роз'єднані з нагнітальним каналом *13*. При цьому робоча рідина з насоса через перепускний клапан *12* знову надходить до насоса *10*.

Можливий витік рідини з гідромотора повинен поповнюватися від якогось джерела. Іноді для цього встановлюють додатковий насос. Ускладнено охолодження рідини, необхідна ретельна фільтрація рідини тощо.

На рисунку 9.2 *б* зображена схема золотника з відкритою циркуляцією рідини в системі, який в нейтральному положенні не перекриває повністю нагнітальні та сполучні канали, забезпечуючи можливість безперервної циркуляції.

На рисунку 9.3 *а* представлена схема компонування рульового механізму трактора Т-40, а на рисунку 9.3 *б* дана схема його рульового механізму, змонтованого в одному картері з розподільником і поршневим двигуном гідропідсилювача керма.

Корпус *1* механізму одночасно є циліндром гідромотора рульового підсилювача, поршень *4* якого вільно надітий на нарізаний кінець *6* рульового вала *12*. З торців поршня *4* на різьблення гвинта *6* навернені дві гайки *2* і *8*, які при складанні механізму встановлюються так, що коли поршень стоїть в нейтральному положенні, між торцями залишається зазор в 1 мм.

Загорнуті в торці поршня стопорні штифти *8* і *7* вільно проходять через гайки і не дають їм повертатися відносно поршня. В горизонтальне свердління поршня вставлені два

плунжера-золотника *14* і *19*, між якими встановлена розпірна пружина *15*, під дією якої вони перекривають нагнітальні канали, зроблені в поршні. Торці золотників стикаються з штифтами регулювальних гвинтів *13* і *20*.

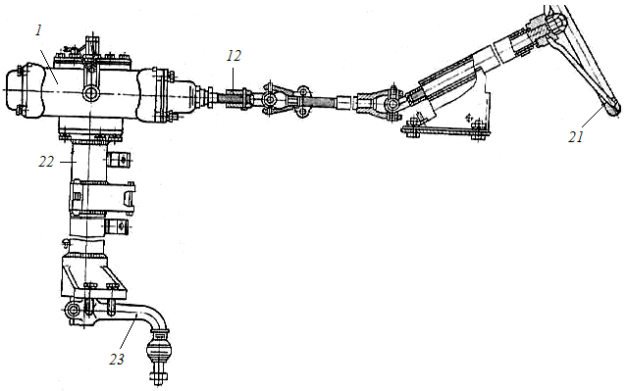
При повороті рульового колеса *21* вал *12* повертається і гайки *2* і *8* переміщаються в осьовому напрямку по різьбі гвинта *6*, одна наближаючись, а інша віддаляючись (в залежності від напрямку повороту) від поршня.

Штифт регулювального гвинта *13* або *20* тієї гайки, яка наближається до торця поршня, натисне на торець золотника *14* або *19*, перемістить його в осьовому напрямку і відкриє нагнітальний канал в поршні. Випускний канал поршня (на схемі зверху) закриється торцем шайби. Під тиском масла поршень *4* почне переміщатися. Зубчаста рейка, нарізана на зовнішньому діаметрі поршня, поверне зубчатку *5* рульової сошки *23* і вал, який укладений в вертикальній стійці *22*.

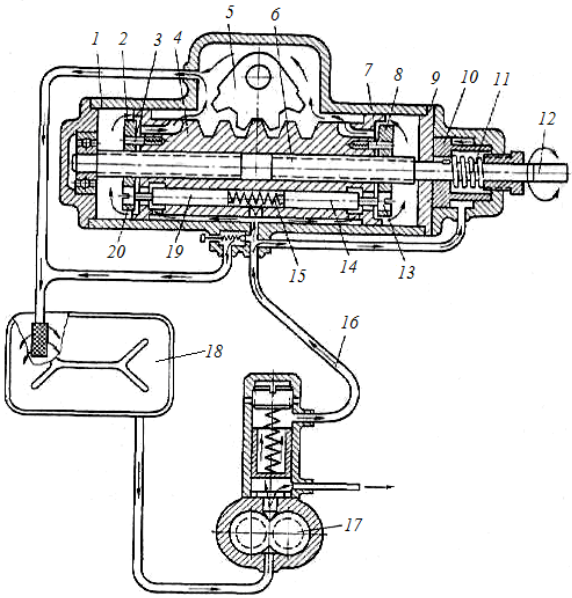
В цей час олива не подається в порожнину гідроциліндра, що знаходиться з іншого боку поршня, так як інша гайка, рушивши від торця поршня, звільнить другий золотник, та він перекриє отвір нагнітального каналу, що подає оливу в цю порожнину.

Поворот рульової сошки *23* триває до тих пір, поки повертається гвинт *6* та відповідна гайка притиснута до торця поршня. Як тільки обертання гвинта припиниться, поршень встановиться в проміжку між гайками, відкриються зливні отвори і обидві робочі порожнини з'єднаються із зливним каналом. У нейтральному положенні олива безперервно циркулює в системі з насоса *17* через рульовий механізм в бак *18*.

Для того щоб водій відчував поворот, підсилювач забезпечений імітатором, що складається з поршня *10*, притискається пружиною *11* до кришки картера *9*. При повороті рульового вала *12* тертя, що розвивається між поршнем і кришкою, змінюється пропорційно опору повороту напрямних коліс. Це досягається з'єднанням порожнини корпусу імітатора з нагнітальним каналом *16*. При наростанні тиску в системі збільшується навантаження на поршень *10* і зростає опір повороту. Таким чином досягається слідкувальна дія системи по тиску.



а



б

Рисунок 9.3 – Схема підсилювача, скомпонованого в одному картері з рульовим механізмом: *а* – схема компонування рульового управління; *б* – схема підсилювача; *1* – корпус; *2, 8* – гайки; *3, 7* – штифти; *4* – поршень; *5* – зубчатка рульової сошки; *6* – гвинт; *9* – кришка картера; *10* – поршень; *11* – пружина; *12* – рульовий вал; *13, 20* – гвинт регулювальний; *14, 19* – торці золотника; *15* – розпірна пружина; *16* – нагнітальний канал; *17* – насос; *18* – бак; *21* – рульове колесо; *22* – стійка; *23* – рульова сошка

Гідропідсилювач керма трактора МТЗ-50 (рис. 9.4) складається з:

– шестеренчастого насоса *1*, встановленого на двигуні;

– розподільника *16*;

– поршневого гідромотора *12*;

– масляного бака *18*.

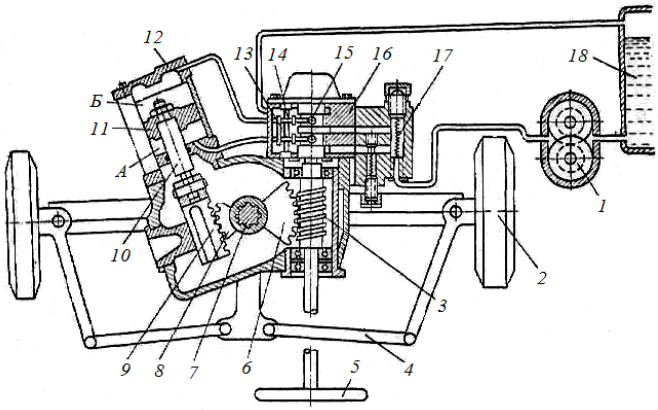


Рисунок 9.4 – Схема гідропідсилювача трактора МТЗ-50:
1 – шестеренчастий насос; *2* – напрямне колесо; *3* – рульовий черв'як; *4* – тяги; *5* – рульове колесо; *6* – черв'ячний сектор; *7* – вал сошки керма; *8* – сектор; *9* – рейка; *10* – шток; *11* – поршень гідромотора; *12* – гідромотор; *13* – пружини; *14* – повзуни; *15* – золотник; *16* – корпус золотника (розподільник); *17* – калібрований отвір; *18* – бак масляний; *А, Б* – порожнини гідромотора

Розподільник і гідромотор скомпоновані в єдиний вузол з рульовим механізмом.

При непрацюючому підсилювачі золотник *15* знаходиться в нейтральному положенні, що забезпечується трьома попередньо стиснутими пружинами *13*, розсовуючими повзуни *14*, які, в свою чергу, натискають на шайби, укріплені по обидва боки золотника *15*. В цей час олива, що подається насосом *1*, через калібрований отвір *17* постійного потоку, по кільцевим каналам в корпусі *16* золотника, минаючи гідромотор *12*, повертається в бак *18*.

При повороті рульового колеса *5* золотник *15*, переміщаючись в осьовому напрямку, перекриє зливний отвір і

олива буде нагнітатися в порожнину *А* або *В* гідромотора *12*. Поршень *11* гідромотора через укріплену на його штоку *10* рейку *9* поверне сектор *5*, встановлений на вертикальному валу *7* сошки керма, і через тяги *4* рульового приводу поверне напрямні колеса *2* трактора.

Поворот напрямних коліс триває до тих пір, поки обертається рульове колесо. Як тільки тракторист перестане його повертати, поршень *11* з рейкою *9* деякий час продовжує рухатися і сектор *5*, виконаний за одне ціле з черв'ячним сектором *6* рульового механізму, перемістить в осьовому напрямку рульовий черв'як *3*, а разом з ним і закріплені на його хвостовику шайби золотника *15*. Під дією пружин *13* золотник *15* встановиться в нейтральному положенні. Подача оливи в циліндр гідромотора припиниться.

Таким чином забезпечується «слідкувальна» дія. Для того, щоб водій краще відчував поворот, повзуни *14* притискаються до корпуса підсилювача не тільки силою розпірних пружин *13*, але і тиском оливи, що надходить з нагнітального каналу під ці повзуни.

Конструкція рульового механізму забезпечує можливість керування трактором при виході з ладу гідропідсилювача. В цьому випадку водій, повертаючи рульове колесо *5* через черв'як *3*, приводить в обертання черв'ячний сектор *6* і вал *7* рульової сошки, як в звичайному, без гідропідсилювача, рульовому механізмі.

9.5 Гідравлічна система рульового керування і гальм трактора класу тяги 2 (гідрооб'ємне рульове керування)

Гідрооб'ємне рульове керування призначене для керування поворотом напрямних коліс, зменшення зусилля на рульовому колесі та забезпечення керування поворотом при реверсі.

ГОРК, гідравлічна схема, об'єднана з гідросистемою гальм (рис. 9.5), включає:

– насос-дозатор *2*, розташований в рульовій колонці;

– дві плити установки дозатора, закріплені на кронштейнах підлоги кабіни;

– механізм повороту, встановлений на передньому брусі трактора;

– насос НШ-10ЛУ *4*, розташований на двигуні;

– бак-акумулятор *5*, встановлений перед радіатором;

– запобіжний клапан *3* на передній панелі кабіни і зворотний клапан *6*, ввернутий в корпус гальмового крана *12*.

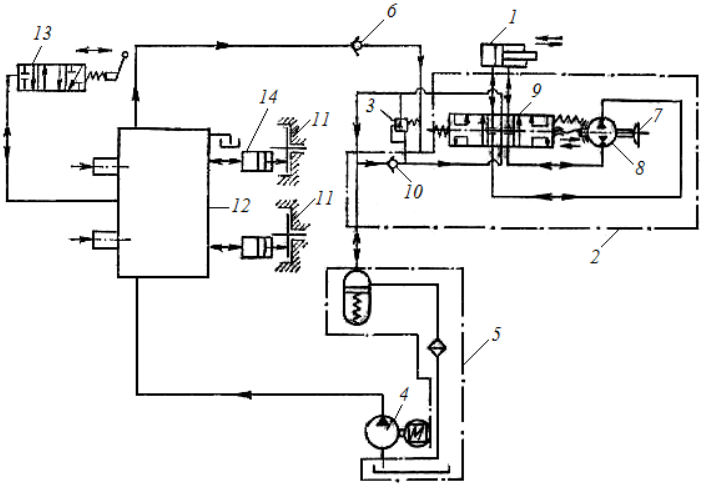


Рисунок 9.5 – Схема гідравлічної системи рульового керування і гальм трактора класу тяги 2: *1* – циліндр; *2* – насос-дозатор; *3* – запобіжний клапан; *4* – насос; *5* – бак-акумулятор; *6* – зворотний клапан; *7* – рульове колесо; *8* – гойдаючий вузол; *9* – розподільник; *10* – кульковий зворотний клапан; *11* – зупинне гальмо заднього колеса; *12* – гальмовий кран; *13* – кран вмикання переднього ведучого моста; *14* – циліндр гальма

Наявність двох плит установки дозатора, з'єднаних між собою оливопроводами, дозволяє здійснювати перестановку дозатора з рульовою колонкою для керування поворотом при реверсі.

У нейтральному положенні рульового колеса *7* олива від насоса *4* надходить до гальмового крану *12*, потім через зворотний клапан *6* до дозатора *2* і від нього в бак-акумулятор *5*. Порожнини циліндра при цьому замкнені пасками розподільника *9*.

При повороті рульового колеса зміщується золотник розподільника *9*, з'єднуючи насос з однієї з магістралей дозатора, друга магістраль дозатора з'єднується при цьому з однією з порожнин циліндра *1*, протилежна порожнина циліндра – зі зливом.

Вал дозатора обертається синхронно з рульовим валом, забезпечуючи подачу в силовий циліндр кількості оливи, пропорційної куту повороту рульового колеса.

При заглушеному двигуні і обертанні рульового колеса дозатор працює, як насос, перекачуючи оливу в відповідну порожнину силового циліндра.

Насос-дозатор *2* містить гойдаючий вузол *8*, розподільник *9* і кульковий зворотний клапан *10*. Гойдаючий вузол – аксіально-поршневого типу з кульовими поршнями. Розподільник золотникового типу. Золотник пов'язаний з рульовим валом гвинтовою парою і переміщається в осьовому напрямку при обертанні рульового вала, в нейтральному положенні утримується пружиною.

Механізм повороту включає два циліндра, закріплених на корпусі механізму повороту; штоки циліндрів пов'язані з важелем поворотного вала сошки. Сошка пов'язана з рульовою трапецією.

9.6 Рульове керування тракторів з шарнірно-зчленованою рамою

Напрямок руху тракторів з шарнірно-зчленованою рамою (Т-150К, К-700А, К-701) змінюється шляхом взаємного кутового зсуву полурам трактора навколо вертикального шарніра рами гідравлічними силовими циліндрами повороту, які є виконавчими механізмами рульового керування.

Як приклад розглянемо конструкцію рульового керування трактора Т-150К, схема якого наведена на рисунку 9.6.

Вона складається з механічної частини і гідравлічного підсилювача рульового керування.

До механічної частини відносяться:

– рульова колонка *IV*;

– рульовий механізм *II* і тяга зворотного зв'язку *I*.

До складу гідравлічного підсилювача входять:

– шестерінчастий насос *VIII*;

– клапан витрати *VII*;

– розподільник *VI*;

– запірний клапан *III*;

– силові циліндри *IX*;

– бак *V* і сполучні трубопроводи.

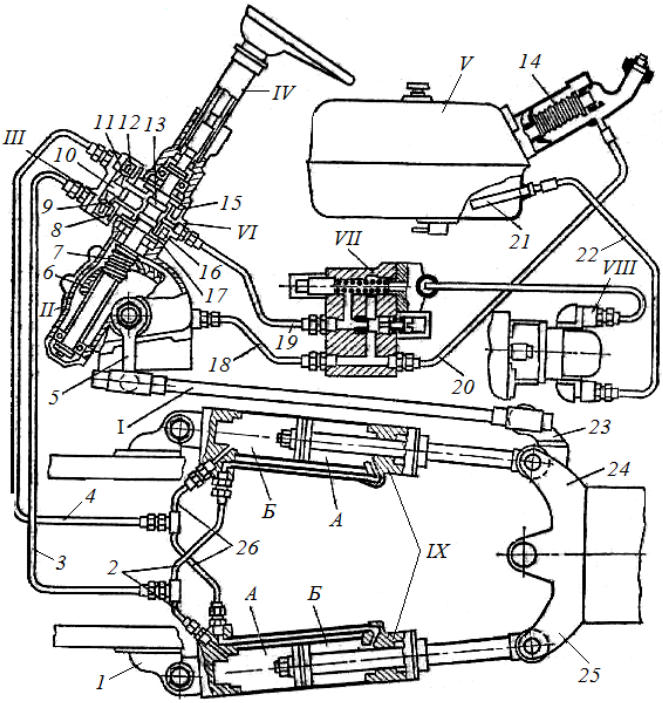


Рисунок 9.6 – Схема рульового керування трактора Т-150К:
I – тяга зворотного зв'язку; *II* –рульовой механізм; *III* – запірний клапан; *IV* – рульова колонка; *V* – бак, *VI* – розподільник; *VII* – клапан витрати; *VIII* – насос; *IX* – силовий циліндр; *1* – кронштейн кріплення силового циліндра; *2, 3, 4, 18, 19, 20, 22* і *26* – трубопроводи; *5* – сошка; *6* – сектор; *7* – черв'як; *8* і *12* – пружини клапанів; *9* і *11* – грибкові клапани; *10* – плунжер; *13* – золотник розподільника; *14* – фільтр заливної горловини; *15* і *17* – плунжери; *16* – пружина плунжеров; *21* – фільтр всмоктування; *23* – поворотний важіль тяги; *24* і *25* – поворотні важелі силових циліндрів

При русі трактора прямо золотник *13* знаходиться в нейтральному положенні. Робоча рідина, що засмоктується насосом *VIII* з бака *V*, через клапан *VII* витрати подається до центрального ряду свердлінь в корпусі розподільника і потім надходить в картер рульового механізму *II*. З картера по трубопроводах *18* і *20* робоча рідина проходить через фільтр *14* заливної горловини в бак.

Так як циліндри повороту *IX* одночасно закріплені і до передньої і до задньої напіврамам трактора, то при наїзді на перешкоди і виникненні зусиль, прагнучих взаємно повернути напіврами навколо вертикального шарніра, штоки циліндрів з поршнями будуть прагнути витіснити робочу рідину з однієї порожнини циліндрів.

Однак цьому перешкоджають закриті грибкові клапани *9* і *11*, що притискаються пружинами *8* і *12* до своїх сідел, і мимовільного повороту напіврам трактора відбуватися не буде.

Обертання рульового колеса передається через вал колонки і вал рульового механізму до черв'ячної передачі. Сектор *6* черв'ячної передачі, пов'язаний через сошку *5* і тягу *1* з задньою напіврамою, не має можливості обкатуватися по черв'яку, так як порожнини силових циліндрів замкнені і повороту не відбувається. Проте вал рульового механізму на величину зазору між упорними шайбами і корпусом розподільника може переміщатися в осьовому напрямку, і черв'ячна пара починає працювати, як гвинт і гайка.

При повороті рульового колеса вправо черв'як нагвинчується по черв'ячному сектору і вал рульового механізму з золотником зміщується вниз. При цьому верхня упорна шайба, впливаючи на плунжери *15*, стискає пружини *16*, зусилля яких сприймається як зусилля на рульовому колесі. Золотник *13*, зміщуючись вниз, роз'єднує нагнітаючу порожнину насоса від зливної магістралі і з'єднує її з порожниною грибкового клапана *9*, а зливну магістраль – з порожниною грибкового клапана *11*.

Робоча рідина своїм тиском відкриває грибковий клапан *9* і надходить у порожнину *А* силових циліндрів. Одночасно робоча рідина зрушує плунжер *10* запорного клапана, який своїм хвостовиком відкриває грибковий клапан *11*, поєднуючи порожнини *Б* циліндрів зі зливом. Поршні силових циліндрів завершують робочий хід, повертаючи напіврами трактора вправо.

При повороті напіврам важіль *23* переміщує слідкувальну тягу вперед. При цьому повертаються сошка *5* і сектор *6*. Сектор переміщує черв'як вгору, даючи можливість плунжера *15* і *17* встановити золотник в нейтральне положення і припинити поворот напіврам трактора.

Поки швидкість обертання рульового колеса більше швидкості впливу зворотного зв'язку на золотник, напіврами трактора повертаються. З припиненням обертання рульового колеса тяга зворотного зв'язку встановлює золотник в нейтральне положення і поворот трактора припиняється.

Грибкові клапани під впливом пружин замикають силові циліндри і напрям руху трактора стабілізується.

Такий же порядок роботи механізмів і при лівому повороті.

Аналогічний пристрій рульового керування мають і трактори «Кіровець» (К-700А і К-701).

Перелік посилань

1. Лебедєв А. Т., Антощенков В. М., Бойко М. Ф. та ін. Трактори та автомобілі. Шасі : навч. посіб. / за ред. проф. А. Т. Лебедєва. К. : Вища освіта, 2004. Ч.3. 336 с.

2. Ксеневич И. П., Шарипов В. М., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

3. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М. : Машиностроение, 1968.

4. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983.

5. Гуськов В. В. Тракторы. Теория. Ч.2. М. : Высшая школа, 1977.

Запитання для самоперевірки знань

1. За якими ознаками класифікуються рульові керування колісних тракторів?

2. З яких основних частин складається рульове керування колісного трактора?

3. Яку функцію виконую рульовий механізм в рульовому керуванні колісного трактора?

3. Чому у конструкціях рульового керування колісних тракторів не застосовуються шестеренчасті рульові механізми?

4. Які специфічні вимоги висуваються до конструкцій підсилювачів рульового керування?

5. Які розрізняють підсилювачі за методом компонування?

6. Яку назву мають основні елементи конструкції підсилювача кермового керування колісного трактора?

7. Які елементи включає гідрооб'ємне рульове керування?

8. За рахунок якого елемента конструкції здійснюється передача зусилляґ на півраму трактора з шарнірно-зчленованої рамою при повороті?

10 ХОДОВА ЧАСТИНА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

10.1 Загальна будова ходової частини гусеничного трактора

Ходова частина складається з наступних основних елементів:

– ведучого механізму – гусеничного рушія, тобто ведучих коліс – зірочок *1* (рис. 10.1) і гусеничних ланцюгів *6*;

– натяжних (напрямних) коліс *8* з натяжним *10* і амортизуючим *12* пристроями;

– опорних *11* і підтримуючих *5* котків;

– деталей підвіски *2, 3, 4, 7* і *9*, що з'єднує гусеничний механізм (гусеничні візки) з остовом трактора.

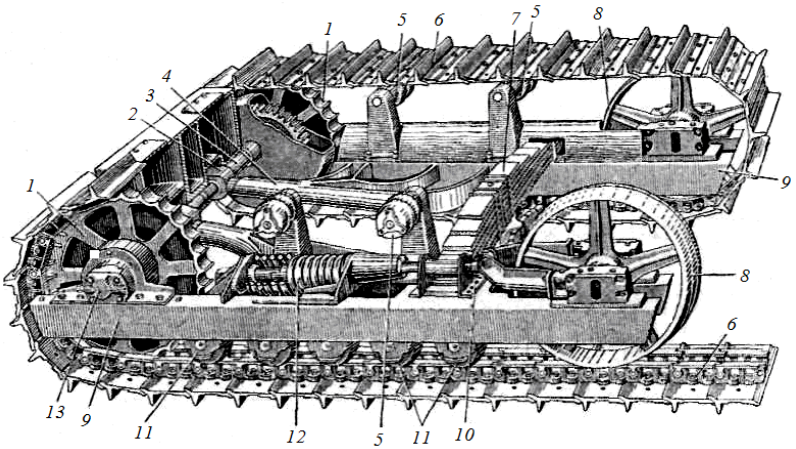


Рисунок 10.1 – Ходова частина гусеничного трактора: *1* – ведуче колесо; *2* – опора; *3* – вал; *4* – штанга; *5* – підтримуючий коток; *6* – гусеничний ланцюг; *7* – поперечна листова ресора; *8* – натяжне спрямовуюче колесо; *9* – рама; *10* – натяжний пристрій; *11* – опорний коток; *12* – амортизуючий пристрій; *13* – кришка маточини

Гусеничний рушій, перебуваючи в зачепленні з ґрунтом, перетворює обертальний момент, що передається від двигуна через силову передачу, в дотичну силу тяги. Під дією останньої здійснюється поступальний рух трактора і причіпних машин.

Гусеничний ланцюг *6* охоплює ведуче колесо *1* (зірочку), натяжне колесо *8*, що підтримують *5* і опорні *11* котки.

Зовнішня поверхня гусеничного ланцюга забезпечується ґрунтозачіпними пристосуваннями – шпорами, що створюють необхідне зчеплення гусеничного ланцюга з ґрунтом.

При роботі трактора ведуче колесо *1* захоплює за собою ланки гусеничного ланцюга *6*, змушуючи останній безперервно перемотуватися навколо ведучого і натяжного коліс. Стелячись по ґрунту по ходу руху трактора, гусениці створюють нескінченний рейковий шлях, по якому котяться опорні котки *11*.

Натяжне колесо *8* служить для направлення гусеничного ланцюга і для її натягу.

Опорні котки *11* призначені для передачі ваги трактора на гусеницю і через неї на ґрунт, а також для направлення трактора по гусениці. Щоб забезпечити рух трактора по гусениці на поворотах, опорні котки *11* зрушують гусеничний ланцюг *6* по відношенню до ґрунту. Для цієї мети у опорних ковзанок є реборда.

Підтримуючі котки *5* оберігають гусеничний ланцюг від сильного провисання, а також від бокового розгойдування, можливого при русі трактора.

Натяжний *10* і амортизуючий *12* пристрої служать для натягу гусеничного ланцюга і для амортизації (пом'якшення) ударів при наїздах натяжного колеса на перешкоди.

10.2 Підвіска гусеничного трактора [1]

Підвіска призначена для з'єднання остова трактора з гусеничним механізмом і для передачі ваги трактора на опорні котки. Підвіска повинна забезпечити плавний, без поштовхів, рух трактора.

Підвіска складається з елементів, які забезпечують з'єднання остова трактора з осями опорних котків. У цю групу можуть входити:

– пружні елементи (ресори);

– амортизатори;

– направляючий пристрій.

Пружні елементи вводять в підвіску з метою пом'якшення поштовхів і ударів, переданих на остов при русі трактора по нерівностях шляху.

Амортизатори застосовують з метою гасіння коливань остова трактора.

Направляючий пристрій визначає траєкторію руху опорних котків при русі трактора.

Конструкція підвіски і вимоги до неї багато в чому залежать від призначення трактора і передбачуваних швидкостей руху МТА. Так, на тракторах, виконують технологічні операції з малими швидкостями, підвіска в першу чергу повинна сприяти рівномірному розподілу тиску на ґрунт під опорною поверхнею гусениць, а на транспортних і спеціальних тракторах з великими швидкостями руху плавності ходу.

Спільними техніко-експлуатаційних вимогами до підвіски є простота і надійність конструкції, достатня енергоємність її пружних елементів, технологічність обслуговування.

Пружними елементами підвіски зазвичай є різноманітні пружини (частіше гвинтові одинарні або подвійні), листові ресори і торсіони (цільностріжневі або наборні з ресорних листів, стрижнів, прутків прямокутного перетину), виготовлені з якісних пружинних сталей і що пройшли термічну та іншу відповідну обробку. Останнім часом досить широко застосовують гумові пружні елементи і на ряді зарубіжних тракторів почали встановлювати пневмогідравлічні пружні елементи.

Класифікувати підвіски можна за конструкцією зв'язку опорних котків з остовом трактора.

Підвіски гусеничних тракторів поділяють на:

• *жорсткі* (осі опорних котків безпосередньо з'єднані з остовом трактора);

• *напівжорсткі* (осі опорних котків кріпляться до спеціальних рам – візків, кожна з яких в двох точках з'єднується з остовом трактора: спереду через пружний елемент; ззаду за допомогою шарніра – жорстко кріпляться до остову), наприклад, Т-100, Т-130, застосований пружний елемент у вигляді листової ресори;

• *пружні*, наприклад, Т-150, ДТ-75, ДТ-75М, Т-74 (пружний елемент у вигляді циліндричних пружин, торсіонів):

– *балансирні* (осі опорних котків групами, по дві і більше, за допомогою важелів і пружних елементів об'єднаються в каретки,

кожна з яких шарнірно з'єднується з остовом: двокоткові, три- і багатокоткові);

– *індивідуальні* (кожен опорний коток через окрему систему важелів і пружних елементів з'єднаний з остовом);

• *змішані*.

10.2.1 Схема жорсткої підвіски [1]

Жорстка підвіска приведена на рисунку 10.2 *а*. Тут осі *1* опорних котків зазвичай жорстко закріплені на рамі *2* візків гусениць в зборі, а останні жорстко прикріплені до остову *3* трактора. Така підвіска на м'якому (рівному) ґрунті дозволяє отримати найбільш рівномірний розподіл тиску опорних котків на гусеницю, що підвищує її тягово-зчіпні якості. Але рух по щільним і нерівним ґрунтам супроводжується великими динамічними навантаженнями, шкідливо діючими як на тракториста, так і на всі системи і механізми трактора.

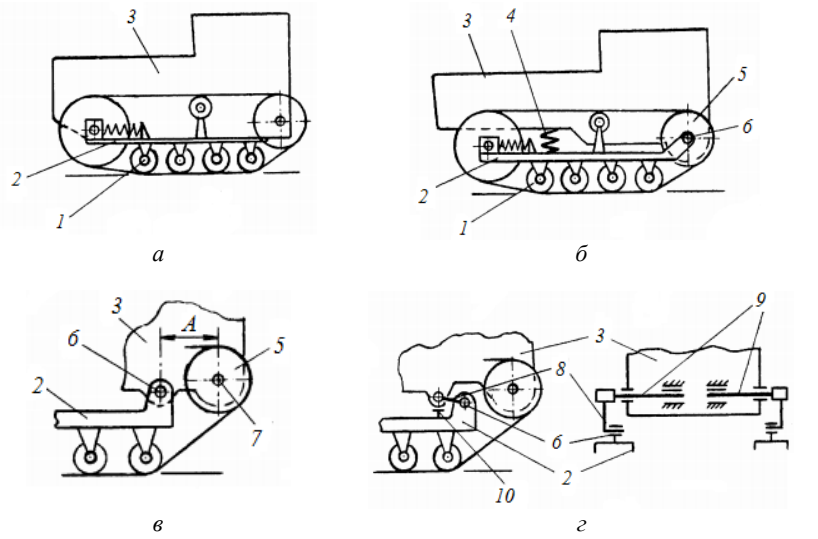


Рисунок 10.2 – Схеми жорсткої і напівжорсткої підвісок трактора:
1 – опорний коток; *2* – рама візків гусениць; *3* – остов; *4* – пружний елемент; *5* – ведуче колесо; *6* – вісь качання візка; *7* – вісь ведучого колеса; *8* – важіль; *9* – торсіонні вали; *10* – регульований упор

Тому така підвіска застосовується тільки на спеціальних промислових тракторах, для яких характерний режим роботи з малими швидкостями і при цьому вкрай бажана відсутність коливань остова і знарядь відносно опорної основи трубоукладачів, роторних канавокопачів тощо.

10.2.2 Схеми напівжорсткої підвіски [1]

У напівжорсткій підвісці (рис. 10.2 *б*) рама візка *2* гусениць з опорними котками *1* з'єднані з остовом *3* трактора ззаду за допомогою осі *6*, а попереду – пружним елементом *4*.

При цьому вісь *6* гойдання візка гусениць відносно остова *3* може збігатися з віссю ведучого колеса *5* (рис. 10.2 *б*) або не збігатися з нею (рис. 10.2 *в*). У другому випадку вісь *6* гойдання візка *2* відносно остова *3* зміщена вперед на відстань *A* від осі *7* ведучого колеса. Однак в цьому випадку при хитанні візка *2* відбувається додатковий натяг гусениці, що небажано через збільшення зносу шарнірів її траків. Позитивним моментом такого кріплення є простота конструкції опори осі *6*.

З метою зниження жорсткості цих підвісок іноді застосовують заднє підресорювання шарніра кріплення візка гусениць (рис. 10.2 *г*). Для цього найчастіше застосовують короткі торсіонні вали *9*, внутрішнім кінцем жорстко закріплені в середній частині остова *3* і важелі *8*. При качанні візка відбувається закручування торсіонів *9*.

Зазвичай качання задньої частини візка *2* обмежено регульованим упором *10*.

Пружний зв'язок остова трактора з передніми частинами рам візків гусениць показаний на рисунку 10.3.

Найпростіший зв'язок здійснюється із застосуванням поперечного жорсткого рівноплечого балансира *3* (рис. 10.3 *а*), що спирається своїми кінцями на сферичні жорсткі опори *2* на рамах *1* візків гусениць. Остов *5* трактора спирається на шарнір *4* балансира *3*. Цей зв'язок не є чисто пружним, але він в порівнянні з жорсткою підвіскою дозволяє гусеницям краще пристосовуватися до рельєфу поверхні ґрунту при русі трактора.

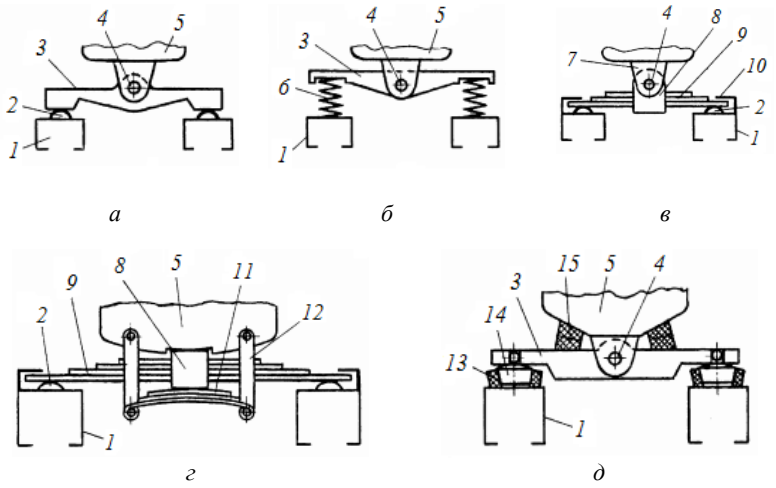


Рисунок 10.3 – Схеми пружного зв'язку остова трактора з передніми частинами рам візків гусениць: *1* – рама візків гусениць; *2* – жорсткий сферичний упор; *3* – рівноплечий балансир; *4* – шарнір; *5* – остов; *6* – пружні опори; *7* – кронштейн; *8* – закріплювальна коробка; *9, 11* – листові ресори; *10* – кронштейни-обмежувачі; *12* – стійка; *13, 15* – гумові пружні елементи; *14* – плунжер

Якщо кінці балансира *3* (рис. 10.3 *б*) встановити на пружні опори *6* (пружини, ресори тощо) рам *1* візків гусениць, то передня частина остова *5* трактора, яка спирається на шарнір *4*, стає підресореною і тим самим знижується рівень динамічних впливів на нього при наїзді гусениць на перешкоду.

Як пружний елемент дуже поширені балансовано встановлені *листові ресори* (рис. 10.3 *в*).

Листи ресори *9*, стягнуті в закріпній коробці *8* і за допомогою шарніра *4* встановлені в кронштейні *7* остова трактора. Кінці ресори *9* спираються на сферичні опори *2* рам *1* візків гусениць, а кронштейни-обмежувачі *10* запобігають їх відриву від рам візків під час роботи.

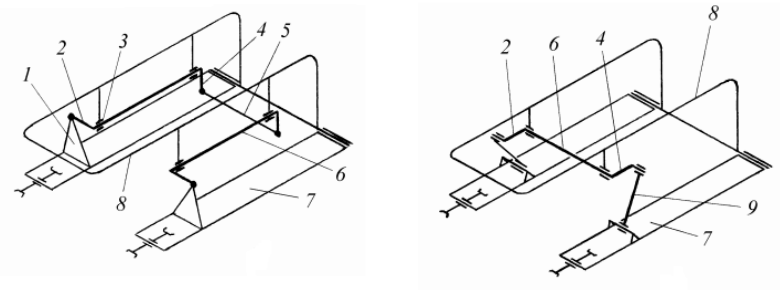
При безшарнірному кріпленні поперечних листових ресор зазвичай встановлюється одна головна велика ресора *2* (рис. 10.3 *г*), стягнута в коробці *8*, на яку спирається остов *5* трактора і дві малі паралельні ресори *11*. Велика ресора *9* спирається на

сферичні опори *2* рам візків гусениць, а малі *11* шарнірними стійками *12* пружно з'єднані з остовом *5*.

Велика ресора *9* поглинає ударні навантаження, що виникають при русі трактора, забезпечує незалежне хитання візків гусениць. Малі ресори *11* запобігають відриву ресори *9* як від остова, так і від візків гусениць, а при їх сильному хитанні сприяють більш плавній роботі підвіски.

На зарубіжних промислових тракторах досить широко застосовують *жорсткі балансири з гумовими пружними елементами* (рис. 10.3 *д*). Кінці балансира *3* спираються на плунжери *14* гумових пружних елементів *13*, закріплених на рамах *1* візків гусениць. При наїзді на перешкоду однією гусеницею стискаються обидва гумових пружних елементи *13*, так як балансир *3* повертається відносно остова *5* в шарнірі *4*. При цьому паралельно в роботу вступає відповідний гумовий пружний елемент *15*, закріплений на рамі остова *5* трактора. При переїзді через перешкоду одночасно відразу обома гусеницями працюють тільки гумові пружні елементи *13*.

На ряді сільськогосподарських і промислових тракторів застосовують *торсіонне підресорювання передньої частини остова трактора*. У схемі, показаній на рисунку 10.4 *а*, поздовжньо розташовані торсіони *6*, встановлені у втулці *3* рами *8* остова трактора. На передніх їх кінцях закріплені поперечні важелі *2*, що спираються на установчі кронштейни *1* візків гусениць. На їх задніх кінцях жорстко закріплені вертикально розташовані важелі *4*, кінці яких шарнірно з'єднані з поперечною тягою *5*. При качанні будь-якої рами візка гусениць відбувається поворот важеля *2* і закручування торсіона *6*, яке через важіль *4* і тягу *5* передається системою важеля на торсіон протилежного борту, закручуючи і його. Таким чином, в роботі беруть участь обидва торсіона, забезпечуючи краще підресорювання передньої частини остова трактора і більш плавний його хід.



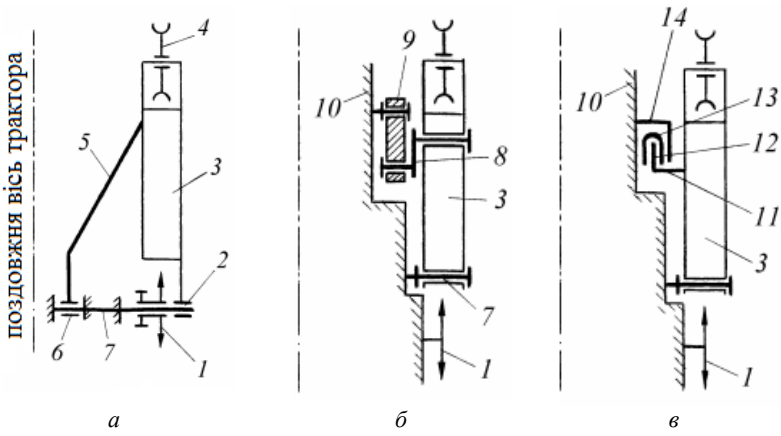
а *б*

Рисунок 10.4 – Схеми напівжорсткої підвіски з торсійним підресорюванням передньої частини остова трактора: *1* – кронштейн візка гусениці; *2, 4* – важелі; *3* – втулка; *5* – тяга; *6* – торсіон; *7* – візок гусениці; *8* – рама трактора; *9* – стійка (шатун)

У схемі (рис. 10.4 *б*), застосований один поперечно розташований торсіон *6*, встановлений у втулках рами *8* остова, на кінцях якого жорстко закріплені важелі *2* і *4*, розгорнуті в протилежні сторони. Кінцеві цапфи цих важелів встановлені в стійках (шатунах) *9*, шарнірно закріплених на рамах *7* візків гусениць. Така система підресорювання забезпечує досить незалежне качання візків *7* гусениць за рахунок пружного закручування торсіона *6*.

Рами візків гусениць з напівжорсткою підвіскою служать для встановлення на них більшості розглянутих елементів рушія. Щоб забезпечити незмінність площини качання рами відносно остова, використовуються напрямні пристрої.

Схеми напрямних пристроїв, найбільш часто вживаних в напівжорсткій підвісці, представлені на рисунку 10.5. На рисунку 10.5 *а* рама *3* візка гусениці з напрямним колесом *4* має внутрішній боковій розкіс *5*, сприймає бічні зусилля, що виникають при повороті трактора. Широко розставлені шарнірні опори *2* і *6* рами візка гусениці на нерухомій закріпній осі *7*, співвісній з віссю ведучого колеса *1*, створюють жорсткий трикутник, що зменшує навантаження в кожній опорі і забезпечує паралельне хитання обох візків гусениць.



а *б* *в*

Рисунок 10.5 – Схеми напрямних пристроїв візків гусениць, що застосовуються в напівжорсткій підвісці: *1* – ведуче колесо; *2, 6* – опори рами візка гусениці; *3* – рама візка гусениці; *4* – напрямне колесо; *5* – бічний розкіс рами візка гусениці; *7* – вісь; *8* – кривошип; *9* – шатун; *10* – остов; *11* – кронштейн; *12* – вісь кронштейна; *13* – ролик; *14* – скоба

На рисунку 10.5 *б* вісь *7* кочення рами *3* візка гусениці не збігається з віссю ведучого колеса *1*. У цьому випадку передня частина рами *3* з'єднана з рамою остова *10* трактора шатунно-кривошипним пристроєм, що дозволяє візку гусениць здійснювати кутові переміщення відносно остова *10* і одночасно запобігати її розведенню при повороті трактора. Досягається це жорсткою взаємною осьовою фіксацією шатуна *9* і кривошипа *8* і їх кріпленням відповідно до остова *10* і рами *3*.

На рисунку 10.5 *в* рама *3* візка гусениці рухомо з'єднана з остовом *10* трактора за допомогою вертикальної скоби *14*, закріпленої на ньому, і упорного ролика *13* кронштейна *11* рами *3*. При качанні останньої ролик *13*, встановлений на осі *12* кронштейна *11*, вільно перекочується по внутрішній напрямній поверхні скоби *14*, утримуючи тим самим візок гусениць від розведення і обмежуючи амплітуду її коливань.

Напівжорстка підвіска має ряд позитивних якостей:

– рівномірний розподіл тиску на ґрунт, що підвищує тягово-зчіпні якості рушія;

– збільшення терміну служби трактора внаслідок поглинання пружним елементом більшої частини поштовхів і ударів, переданих на остов;

– комфортність роботи тракториста при відносно невеликих швидкостях руху.

Певними недоліками напівжорсткої підвіски є підвищена матеріаломісткість і велика маса безпружинних частин остова трактора, що обмежують підвищення його робочих і транспортних швидкостей.

Однак її позитивні якості сприяють досить широкому їх застосуванню на сільськогосподарських і промислових тракторах вітчизняного і зарубіжного виробництва.

10.2.3 Схеми пружної підвіски [1]

В пружній підвісці опорні котки з'єднані з остовом трактора системами, що дозволяють коткам переміщатися у вертикальній площині відносно остова і один відносно одного. Різноманітність цих систем можна розділити на дві групи:

– балансирні;

– індивідуальні підвіски.

У балансирних підвісках осі опорних котків (від двох і більше) сполучними важелями (балансирами) об'єднані в окремі каретки, які шарнірно кріпляться до остова трактора. Пружні елементи встановлюються в каретки або в систему їх кріплення до остова, або в обидві системи одночасно.

Схеми найбільш поширених балансирних кареток представлені на рисунку 10.6.

Двокоткова каретка з асиметричними балансирами (рис. 10.6 *а*) складається з опорних котків *1* і *9*, осі яких закріплені відповідно у зовнішньому *2* і внутрішньому *8* балансирах, з'єднаних між собою в шарнірі *7*. Між верхніми кінцями балансирів встановлена кручена циліндрична пружина *4* підвіски.

Каретка в зборі за допомогою шарніра *3* в зовнішньому балансирі *2* встановлена на цапфі кронштейна *5* рами *6* остова трактора. На тракторі зазвичай встановлені по дві каретки на борт із внутрішніми балансирами *8*, зверненими один до одного. При наїзді на перешкоду коток *1* піднімається на його висоту і повертає балансир *2* відносно двох шарнірів *3* і *7*. Цим

викликається поворот балансира *8* і додаткове стиснення пружини *4*, що поглинає енергію удару котка *1* при наїзді на перешкоду. Потім коток *9* послідовно долає ту ж саму перешкоду і аналогічно впливає на пружину *4*.

В *каретці з симетричними балансирами* (рис. 10.6 *б*) опорні котки *1* і *9* встановлені на балансирах *2* і *8*, шарнірно закріплених на осях *7* кронштейна *5* рами *6* остова трактора. Пружина *4* підвіски встановлена між верхніми кінцями балансирів *2* і *8*.

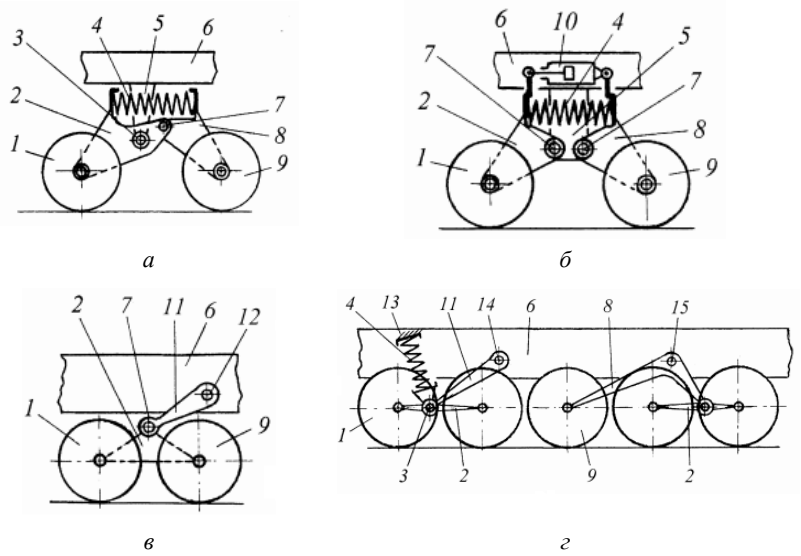


Рисунок 10.6 – Схеми балансирних кареток: *1, 9* – опорні котки; *2, 8* – балансири; *3* – шарнір каретки; *4* – пружина; *5* – кронштейн; *6* – рама остова; *7* – шарнір балансира; *10* – гідравлічний амортизатор; *11* – важіль; *12* – торсіон; *13* – упор; *14, 15* – шарніри

Тут між балансирами додатково встановлений гідравлічний амортизатор *10,* що служить для гасіння коливань підресореної частини остова трактора при його русі. Це сприяє підвищенню плавності ходу трактора і поліпшенню умов роботи тракториста.

Балансирні двокоткові каретки широко використовуються на вітчизняних сільськогосподарських і спеціальних тракторах.

На промислових та спеціальних тракторах встановлюють каретки (рис. 10.6 *в*) з опорними котками *1* і *9*, з'єднаними попарно жорстким симетричним балансиром *2*. Останній центральним шарніром *7* встановлений на цапфі важеля *11* торсіона *12*, поперечно розташованого в рамі *6* остова трактора. Як правило, таких кареток по борту трактора не менше трьох, що забезпечує більш рівномірний розподіл тиску на опорну поверхню гусениць, що підвищує їх тягово-зчіпні якості.

Пружинно-балансирну підвіску з опорними котками великого діаметру часто застосовують на лісопромислових тракторах (рис. 10.6 *г*).

П'ять опорних котків *1* і *9* борту об'єднані в дві каретки – передню двокоткову і задню трикоткову. При цьому передня і задня пари котків встановлені на асиметричних малих балансирах *2* із спрямуванням їх довгих плечей один до одного, а середній коток *9* встановлений на довгому плечі великого балансира *8*. У зв'язку з тим, що на цих тракторах кабіна розміщується в передній частині рами *6* остова, передня каретка підресорена пружиною *4*. Вона встановлена між упором *13* на рамі *6* і упором на кінці важеля *11* над шарніром *3* його кріплення до каретки. Задній балансир *2* шарнірно з'єднаний з малим плечем балансира *8* і відповідно з котком *9*. Осі качання важеля *11* і балансира *8* закріплені в шарнірах *14* і *15* рами *6* остова.

Задня частина остова має тільки балансирне підресорювання.

Однак це цілком прийнятно для тракторів подібного типу, у яких ззаду зазвичай розміщується тільки технологічне обладнання.

У деяких конструкціях лісопромислових тракторів зустрічається повне підресорювання остова. У цьому випадку часто використовуються дві підресорені каретки по борту трактора, аналогічні передній каретці на рисунку 10.6 *г* і встановлені один до одного довгими плечима малих балансирів.

Позитивною якістю таких підвісок є їх конструктивна проста і достатня плавність ходу.

Загальний недолік балансирних підвісок всіх типів – підвищений тиск на ґрунт під опорними котками.

В індивідуальних підвісках кожен опорний коток окремо пружно з'єднаний з остовом трактора.

У «свічковій» підвісці (рис. 10.7 *а*) вісь опорного котка *1* з'єднана з опорним стаканом *2*, в якому встановлена кручена циліндрична пружина *3*, що упирається в остов *5* трактора. Для стійкого вертикального переміщення котка *1* при наїзді гусениці на перешкоду, на остові *5* закріплений направляючий циліндр *4*.

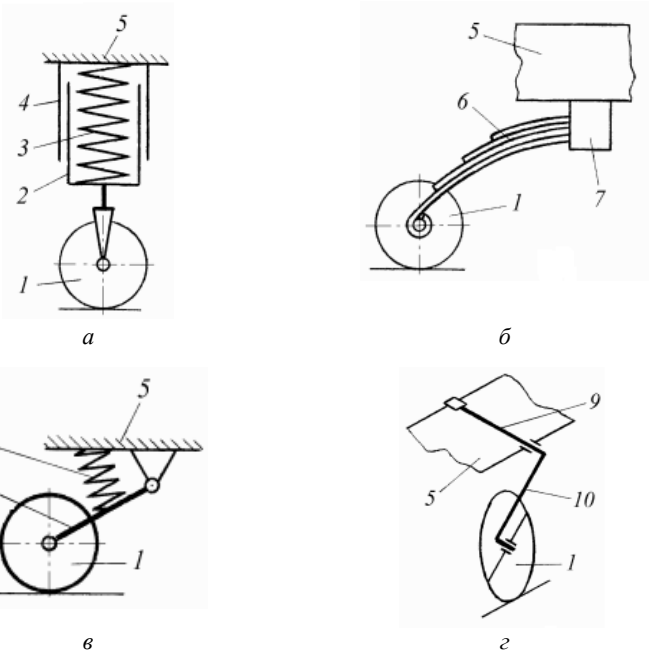


Рисунок 10.7 – Схеми індивідуальних підвісок: *1* – опорний коток; *2* – опорний стакан; *3* – кручена циліндрична пружина; *4* – направляючий циліндр; *5* – остов трактора; *6* – листова ресора; *7* – кронштейн; *8* – важіль; *9* – торсіон; *10* – важіль торсіона

На рисунку 10.7 *б* вісь опорного котка *1* закріплена на листовій ресорі *6*, встановленій в закріпному кронштейні *7* остова *5* трактора.

При явній простоті двох типів розглянутих підвісок в них потрібна додаткова фіксація напрямку переміщення котків, в іншому випадку пружні елементи підвіски додатково навантажуються силою опору коченню опорного котка.

Більш надійні в роботі широко застосовані *індивідуальні важільні підвіски* з *пружинним або торсійним підресорюванням*.

На рисунку 10.7 *в* опорний коток *1* встановлений на важелі *8*, шарнірно закріпленому на остові *5* трактора і підресорений пружиною *3*, а на рисунку 10.7 *г* на важелі *10* торсіона *9*, поперечно встановленого в рамі *5* остова трактора.

Індивідуальні підвіски забезпечують більш плавний рух трактора на підвищених швидкостях, створюють кращу пристосовність гусениці до рельєфу шляху, що в цілому сприяє підвищенню її тягово-зчіпних якостей і більш високій продуктивності МТА.

Недолік такий же, як у балансирних підвісок – підвищений тиск на ґрунт під опорними котками.

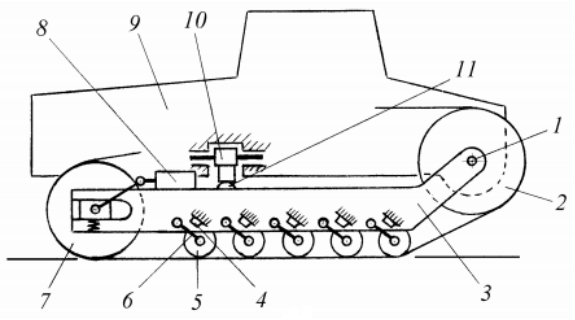
10.2.4 Схеми змішаних підвісок [1]

У більшості випадків вони зустрічаються на промислових тракторах, коли на візках гусениць напівжорсткої підвіски встановлюють індивідуально підресорені опорні котки. Такі підвіски вдало поєднують переваги обох розглянутих систем підресорювання трактора. При цьому осі качання візків можуть збігатися з віссю ведучого колеса або розташовуватися попереду останніх, а поперечні балансири можуть бути жорсткими або з пружними елементами.

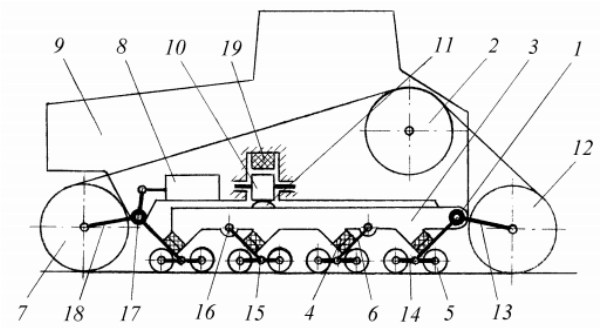
Одна з принципових схем змішаної підвіски представлена на рисунку 10.8 *а*. Вісь *1* гойдання рами *3* візка гусениць збігається з віссю ведучого колеса *2*. Жорсткий поперечний балансир *10* остова *9* трактора спирається своїми кінцями на сферичні опори *11* рами *3* візків.

Опорні котки *5* встановлені на важелях *6* коротких поперечно встановлених торсіонів в рамі *3* цих же візків гусениць. Для обмеження ходу підвіски котків в кронштейнах рами *3* встановлені гумові упори *4*. Переднє напрямне колесо *7*, поєднане з натяжним і амортизуючим пристроєм *8*, є зазвичай опорним і має індивідуальне вертикальне підресорювання.

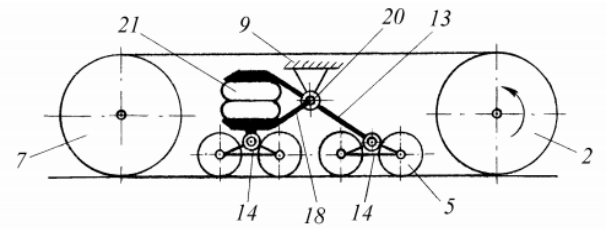
Така підвіска є поєднанням напівжорсткої підвіски остова трактора з індивідуальною підвіскою котків візка гусениць.



а



б



в

Рисунок 10.8 – Схеми змішаних підвісок: *1, 17* – осі; *2* – ведуче колесо; *3* – рама візка гусениці; *4* – гумові блоки; *5* – опорний коток; *6* – важіль; *7, 12* – напрямні колеса; *8* – натяжний і амортизуючий пристрої; *9* – остов трактора; *10* – жорсткий поперечний балансир; *11* – сферична опора; *13, 14, 18* – балансири; *15, 16* – шарніри; *19* – гумовий пружний елемент; *20* – цапфа; *21* – пневматична ресора

Складніша схема підвіски застосовується на промислових тракторах з трикутним гусеничним обводом з верхнім розташуванням ведучого колеса *2* (рис. 10.8 *б*). Тут поєднуються напівжорстка і балансирна підвіски при двох напрямних колесах переднього *7* і заднього *12* в рушії одного борту трактора. Остов *9* трактора задньою віссю *1* шарнірно з'єднаний з рамами *3* візків гусениць, а кінці його жорсткого поперечного балансира *10* спираються на їх передні сферичні опори *11*. При качанні візків вони через балансир *10* опираються в гумові пружні елементи *19* на рамі остова *9*.

Вісім опорних котків *5* невеликого діаметра за допомогою рівноплечих малих балансирів *13* утворюють чотири двокоткові каретки.

Дві середні каретки за допомогою важелів *6* і шарнірів *15* і *16* закріплені в рамі *3* візка гусениць, а перша і задня каретки за допомогою великих балансирів *18* і *13* об'єднані з напрямними колесами відповідно *7* і *12*, утворюючи великі каретки. Їх осі гойдання *17* і *1* закріплені безпосередньо в рамі остова *9* трактора.

Балансир *18* виконаний триплечим і з'єднує напрямне колесо *7* з натяжним і амортизуючим пристроями *8*. Пружними елементами підвіски є гумові блоки *4*, закріплені в кронштейнах рами *3*, і спираються на подушки важелів малих балансирів *14*.

Велика опорна поверхня гусениць при їх трикутному обводі і подібний тип підвіски забезпечують промисловому трактору високі тягово-зчіпні якості.

Схема оригінальної змішаної підвіски сільськогосподарського трактора з РАГ представлена на рисунку 10.8 *в*, в якій ведуче *2* і напрямне *7* колеса також є опорними, а опорні котки *5* об'єднані в одну велику каретку з пневматичним підресорюванням. Опорні котки *5* попарно з'єднані малими балансирами *14*, які шарнірно з'єднані відповідно з натискним двоплечим головним *13* і опорним *18* балансирами. Балансири шарнірно з'єднані між собою на цапфі *20* опорного кронштейна, закріпленого на рамі *9* остова трактора.

На нижньому і верхньому плечах балансирів *18* і *13* виконані упори, між якими встановлена пневматична ресора *21*, яка сприймає статичні і динамічні навантаження при роботі трактора і забезпечує тим самим необхідну плавність його ходу.

10.3 Схеми конструкцій натяжного і амортизуючого пристроїв [1]

Напрямні колеса можуть бути з амортизуючим пристроєм або без нього. В даний час переважна більшість напрямних коліс мають натяжні пристрої, виконані разом з амортизуючим пристроєм. Без цих пристроїв можуть бути тільки напрямні колеса спеціальних промислових тракторів з дуже невеликими швидкостями руху.

Натяжний і амортизуючий пристрої складаються з двох механізмів, практично не впливають один на одного. Пристрої пов'язані з одним загальним об'єктом їх дії – напрямним колесом.

Натяжний пристрій необхідний для правильного попереднього натягу гусениці, який забезпечує довговічність її роботи. Досягається це переміщенням рухомої опори осі напрямного колеса відносно нерухомої осі ведучого колеса рушія до тих пір, поки стріла провисання верхньої вітки гусениці не досягне певної величини. Ця величина завжди обмовляється в інструкції по експлуатації трактора конкретної моделі.

Хід регулювання напрямного колеса повинен забезпечувати можливість видалення одного зношеного трака і відновлення нормального натягу гусениці.

Амортизуючий пристрій призначений для зниження динамічних навантажень, що діють на трактор при його наїзді на перешкоду, і захист рушія при попаданні в нього сторонніх предметів, що викликають різкий натяг гусениці. Досягається це за рахунок переміщення напрямного колеса назад і додаткового стиснення пружного елемента амортизуючого пристрою. Таке переміщення називається пружним ходом напрямного колеса.

Амортизуючий пристрій являє собою замкнуту, попередньо стиснуту пружну систему в більшості випадків пружинну. Сила попереднього стиснення повинна бути такою, щоб амортизуючий пристрій не спрацьовував при задньому ході трактора і різкому

його гальмуванні. При меншій силі попереднього стиснення пружного елемента можливо спадання гусениці.

Основна вимога до амортизуючого пристрою виражається у тому, що сила стислих пружин в статиці не повинна передаватися на вісь напрямного колеса. В іншому випадку відбудеться надмірний натяг гусениць, що приводить до швидкого їх зносу, збільшаться втрати на кочення трактора і напруги в усіх деталях його ходової системи.

Натяжний і амортизуючий пристрій можна класифікувати за такими ознаками:

• за місцем їх розташування на тракторі:

– на візку гусениць;

– на його рамі;

• за способом натягу гусениць:

– гвинтовий;

– гідравлічний.

Принципові схеми натяжного і амортизуючого пристроїв з гвинтовим натягом гусениці, що встановлюються на її візку, показані на рисунку 10.9 *а* і *б*.

До повзунів *3* осі *1* напрямного колеса *2* кріпиться напрямна вилка *4* (цільна або складова з окремих боковин) з центральним різьбовим стрижнем *5* (рис. 10.9 *а*). Між торцем упорного диска *8* з різьбовим стрижнем *7*, вставленим в отвір переднього нерухомого упору *11*, і заднім регульованим упором *9* закріплена амортизуюча пружина *10*. Попереднє її стиснення проводиться упором *9*. Таким чином, створюється замкнута силова система в статиці між двома упорами *9* і *11*. При цьому зусилля попереднього стиснення пружини *10* не передається на вісь *1* напрямного колеса.

За аналогічною схемою (рис. 10.9 *б*) до повзуна *3* осі *1* напрямного колеса кріпиться складова вилка *4*, що складається з двох боковин з напівотворами, які охоплюють циліндричне проточування регулювального гвинта *13*. Інший кінець гвинта *13* угвинчений в різьбову втулку *6*, вставлену в отвір кришки *16*. Дві амортизуючі пружини *10*, між якими встановлена розподільна шайба *15*, розташовані в нерухомій трубі *14* одним кінцем спираючись в її днище, а іншим в упорний фланець втулки *6*. Попереднє стиснення пружин *10* здійснюється кришкою *16* за

допомогою закріпних болтів *12*. Зусилля попереднього стиснення пружин *10* не передається на вісь *1* напрямного колеса.

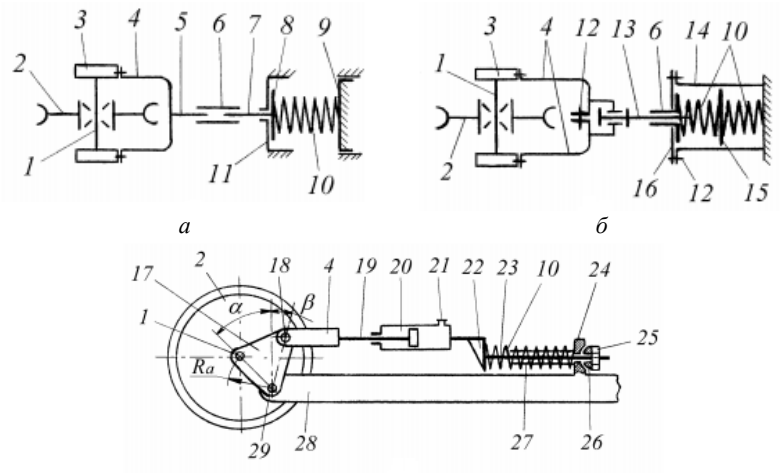


Рисунок 10.9 – Принципові схеми конструкцій натяжного і амортизуючого пристроїв, що встановлюються на візку гусениць: *1* – вісь напрямного колеса; *2* – напрямне колесо; *3* – повзуни; *4* – напрямна вилка; *5, 7* – різьбові стрижні; *6* – різьбова втулка; *8* – упорний диск; *9* – регулювальний упор; *10* – пружина; *11* – нерухомий упор; *12* – болт; *13* – регулювальний гвинт; *14* – нерухома труба; *15* – розділова шайба; *16* – кришка; *17* – кривошип; *18* – вісь шарніра напрямної вилки; *19* – шток гідронатягувача; *20* – гідронатягувач; *21* – прес-маслянка; *22* – рухливий кронштейн; *23* – стягуючий болт; *24* – упорна стійка; *25* – гайка; *26* – сферична шайба; *27* – труба; *28* – рама візка гусениці; *29* – вісь кривошипа

У натяжному і амортизуючому пристроях (рис. 10.9 *в*) вісь *1* напрямного колеса *2* і вісь *18* шарніра кріплення направляючої вилки *4* механізму натягу гусениці не лежать на одній вертикалі, що проходить через вісь *29* шарніра кріплення кривошипа *17* в передній частині рами *28* візка гусениць, а відхилені від неї на кути α і β. Таке розташування осей на кривошипі дозволяє амортизуючій пружині *10* поглинати не тільки горизонтальні, але і вертикальні поштовхи на напрямному колесі *2*, що виникають при подоланні перешкод, будучи додатковим пристроєм трактора, що підресорює.

На відміну від попередніх схем конструкцій натяжного і амортизуючого пристроїв, в яких осі регулювальних різьбових стрижнів розташовувалися співвісно з віссю амортизуючої пружини, в даній схемі вісь штока *19* гідронатягувача *20* гусениці і вісь амортизуючої пружини *10* зміщені по вертикалі. Така компоновка зазвичай обумовлена необхідністю мати вільний простір між регулювальним гвинтом (або гідронатягувачем) і поверхнею візка гусениць для опор поперечного балансира підвіски.

Найпростіша принципова схема натяжного і амортизуючого пристроїв, що розташовуються на рамі трактора, з гвинтовим натягом гусениці представлена на рисунку 10.10 *а*. Напрямне колесо *1* встановлено на кривошипі, вісь *3* качання якого шарнірно закріплена в рамі *5* трактора.

Конструкція складається з таких частин:

– напрямної вилки *4*, закріпленої на щоці *2* кривошипа за допомогою шарніра *14*;

– натяжного гвинта *10*;

– амортизуючої пружини *13*;

– регулювального пристрою, що замикається на сферичну опору кронштейна *6*.

Попереднє стиснення пружини *13* створюється упорною шайбою *12* і регулювальною гайкою *11*. Зусилля пружини *13* замикається на головку гвинта *10* і не передається на вісь напрямного колеса.

Принципова схема конструкції натяжного і амортизуючого пристроїв аналогічна попередній, але з гідронатягувачем і проміжною важільною системою в приводі до пружинного амортизуючого пристрою, показана на рисунку 10.10 *б*. Напрямна вилка *4* штока гідронатягувача *15* закріплена на бічній цапфі важеля *16* співвісно з віссю *20* напрямного колеса (оптимальний випадок подібного кріплення). Закріплювальна вилка *19* корпусу гідронатягувача встановлена на середньому рухомому шарнірі *18* проміжного важеля *16*, закріпленого на цапфі *17* рами *5* трактора.

Амортизуючий пристрій складається з циліндричної пружини *13*, стиснутої між упорним яблуком *7* і регулювальною гайкою *11* з упорною шайбою *12*, встановлених на натяжному гвинті *10*. Передній кінець гвинта *10* угвинчений в торець

упорної вилки *4* і закріплений контргайкою. Амортизуючий пристрій в зборі яблуком *7* уперто в сферичну опору кронштейна *6* на рамі *5*, а вилкою *4* закріплено в шарнірі *14* проміжного важеля *16*. Застосування проміжного важеля *16* дозволяє значно зменшити силу удару, що припадає на амортизуючий пристрій при наїзді трактора на перешкоду.

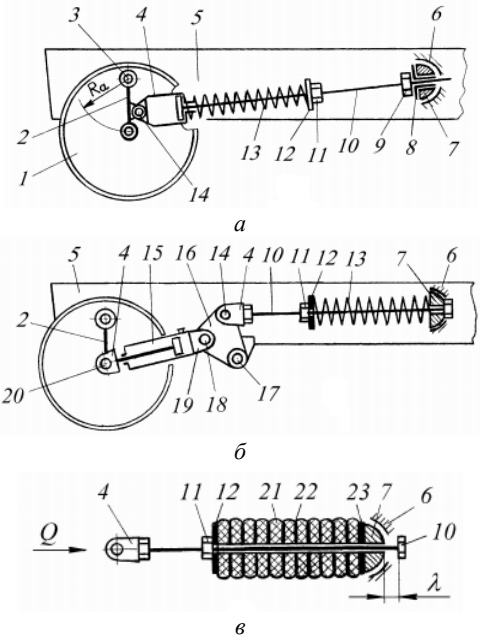


Рисунок 10.10 – Принципові схеми конструкцій натяжного і амортизуючого пристроїв, що встановлюються на рамі трактора: *1* – напрямне колесо; *2* – кривошип; *3* – вісь кривошипа; *4* – вилка; *5* – рама трактора; *6* – кронштейн; *7* – упорне яблуко (сферична шайба); *8* – гайка-втулка; *9, 11* – гайки; *10* – гвинт; *12, 23* – упорні шайби; *13* – пружина; *14, 18* – шарніри; *15* – гідронатягувач; *16* – важіль; *17* – цапфа; *19* – вилка корпусу гідронатягувача; *20* – вісь напрямного колеса; *21* – гумові блоки; *22* – розділова шайба

Пружинні амортизуючі пристрої виконуються з одинарними циліндричними пружинами або з двома пружинами різного діаметру, як правило, різного напрямку навивання.

На рисунку 10.10 *в* представлена схема амортизуючого пристрою з гумовими блоками *21* в момент їх стиснення.

На натяжний гвинт *10* послідовно встановлені упорне яблуко *7*, передня упорна шайба *23*, циліндричні гумові блоки *21* з розділовими шайбами *22*, задня упорна шайба *12* і закріплювальна гайка *11*. Амортизуючий пристрій з гумовими блоками, що повністю заміняє пружинний (рис. 10.10 *б*), також встановлюється яблуком *7* в сферичну опору *6*, а вилкою *4* кріпиться в шарнірі *14* проміжного важеля *16*. При застосуванні осьового зусилля *Q*, що виникає при вимушеному повороті напрямного колеса, циліндричні гумові блоки *22*, стискаючись, трохи виділяються, а їх загальна осьова деформація λ дорівнює пружному ходу амортизуючого пристрою (головки гвинта *10*).

У рушіях деяких важких промислових тракторів починають застосовувати пневмогідравлічні натяжні і амортизуючі пристрої без пружинних або гумових амортизуючих пристроїв (рис. 10.11). Повзункова вилка *1* осі напрямного колеса в плані з'єднана зі штоком *2* поршня *4*, що знаходиться приблизно в середній частині циліндра *7*, закріпленого на візку гусениць. У порожнину *5* циліндра над поршнем подається азот під тиском *9* МПа, а в порожнину *3* під поршнем напіврідкий мастильний матеріал, що врівноважує тиск азоту.

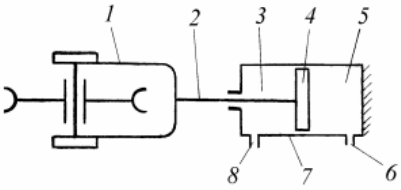


Рисунок 10.11 – Схема конструкції пневмогідравлічного натяжного і амортизуючого пристроїв: *1* – вилка; *2* – шток поршня; *3, 5* – порожнини циліндра; *4* – поршень; *6, 8* – запірні пристрої; *7* – циліндр

Таким чином, на вісь напрямного колеса в статиці діє тиск азоту, необхідний тільки для нормального натягу гусениці. Для збільшення натягу гусениці необхідно випустити частину мастильного матеріалу з порожнини *3* циліндра, а для зменшення натягу (при ремонті гусениці), навпаки, додати його. Запірні пристрої *6* і *8* забезпечують подачу і випуск відповідно азоту і

мастильного матеріалу. Роль амортизуючого пристрою виконує газове середовище азоту в порожнині 5 циліндра над поршнем.

10.4 Схеми конструкцій опорних котків [1]

Опорні котки служать для підтримки і переміщення остова трактора по напрямній поверхні гусениць, передачі його ваги через гусеницю на ґрунт і сприйняття бічних реакцій ґрунту при поворотах трактора.

Працюють котки в важких умовах: при великих статичних і динамічних навантаженнях, особливо при подоланні перешкод і поворотах трактора; в абразивному середовищі (пилу і бруду), у воді і по снігу.

Тому крім загальних вимог, що пред'являються до рушіїв трактора, до опорних котків висувають додаткові вимоги:

– високої зносостійкості робочих поверхонь і надійності ущільнень, що дозволяють застосовувати рідинне змащення їх підшипників;

– мінімального опору коченню трактора;

– постійного контакту з гусеницею.

Розміри опорних котків, їх число і конструкція, в першу чергу, залежать від призначення трактора, типу підвіски і конструкції гусениці. Так, лісопромислові та транспортні трактори мають еластичну підвіску і великі розміри котків, які мають менший опір коченню, але далеко розставлені один від одного і роблять більший одиничний тиск на ґрунт. Оскільки це неприпустимо для сільськогосподарських і ряду промислових тракторів, на них встановлюють котки меншого розміру, але з великим числом на одиницю довжини опорної поверхні гусениці. Цим зменшується одиничний тиск на ґрунт, хоча опір коченню у них більше.

Аналогічно взаємопов'язані тип обода котка і вид бігової доріжки гусениці (необхідно виключити сходження з неї котка).

Опорні котки виготовляють з високовуглецевих сталей з подальшою термообробкою ободів.

Опорні котки можна класифікувати за:

– типом обода;

– способом виготовлення;

– способом кріплення його осі;

– амортизацією.

За типом обода опорні котки бувають (рис. 10.12):

– одноободові;

– двоободові.

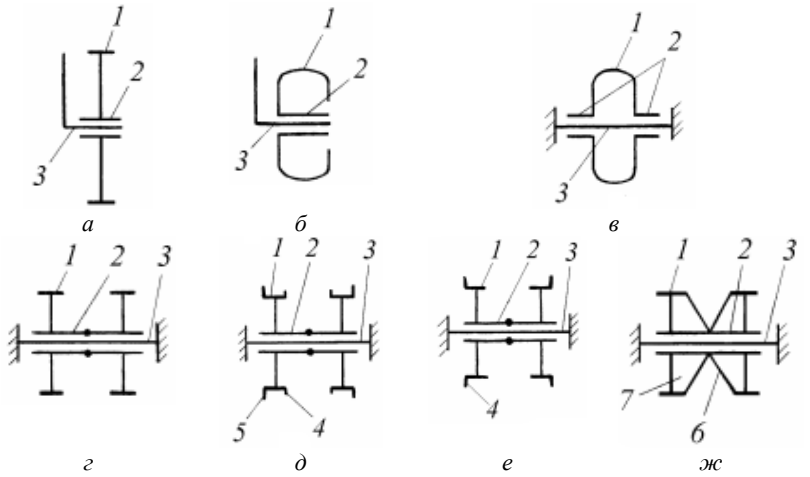


Рисунок 10.12 – Схеми конструкцій опорних котків: *1* – обід котка; *2* – маточина; *3* – вісь котка; *4, 5* – реборди; *6* – кільцева канавка; *7* – ребро жорсткості

Одноободові опорні котки виконують найчастіше з гладким циліндричним ободом (рис. 10.12 *а*). Такі котки зазвичай великого діаметра встановлюються найчастіше на лісопромислових і транспортних тракторах. Рідше зустрічаються одноободові котки зі сферичною формою обода, але відрізняються видом маточин. Так, показаний на рисунку 10.12 *б,* коток має одну загальну маточину, а на рисунку 10.12 *в* розділену маточину. Такі котки, як правило, невеликого діаметру, зустрічаються на промислових і спеціальних тракторах.

Двоободові опорні котки в залежності від типу бігової доріжки гусениці, що сполучається, виконуються або з гладкими циліндричними ободами (рис. 10.12 *г*), коли застосовуються плоскі траки, або з бічними ребордами, що запобігають сходженню котка з гусениці рейкового типу. Причому реборди

виконуються як з двох сторін обода (рис. 10.12 *д*), так і тільки з зовнішньої його сторони (рис. 10.12 *е*).

При цьому внутрішні реборди *4* виконуються зазвичай меншого діаметру, ніж зовнішні *5*. Крім того, для зменшення зносу торців реборди її внутрішня бічна грань робиться трохи похилою, що зменшує ковзання по напрямній рейці трака. Зазвичай подібні котки послідовно чергуються при їх установці на візку гусениць тракторів з жорсткою і напівжорсткою підвіскою.

Двоободові котки знаходять широке застосування при всіх типах гусениць і підвісок трактора. При цьому їх розміри відносно невеликі.

За способом виготовлення опорні котки бувають:

– цільнолитими;

– штампозварними;

– складовими.

Цільнолитими зазвичай виготовляються одноободові котки, схеми яких розглянуті вище (рис. 10.12 *а–в*), і двоободові для руху по гусеницях з гребеневим зачепленням. В останньому випадку в їх середній частині виконується лита кільцева канавка *6* для проходу гребенів траків гусениці (рис. 10.12 *ж*). У таких котків іноді роблять радіальні ребра жорсткості *7*.

Штампозварні двоободові котки зазвичай складаються з двох однакових половинок або роликів, зварених між собою торцями маточин, відповідно для плоских або рейкових гусениць (рис. 10.12 *г–е*).

Складовий двоободовий коток (рис. 10.13 *г*) складається з двох литих або штампованих дисків *14* зазвичай з циліндричними ободами, закріплених на кінцях сполучної осі *2* за допомогою гайок *11*.

За способом кріплення розрізняють опорні котки:

– встановлювані на нерухомих осях;

– обертові разом з осями.

Спосіб кріплення багато в чому залежить від типу підвіски трактора.

На тракторах з жорсткою і напівжорсткою підвісками котки зазвичай встановлюють на двоопорних нерухомих осях (рис. 10.13 *а*), закріплених на рамі візка гусениць. Двоободовий коток *1*

з ребордами встановлений на осі *2* за допомогою двох однакових підшипників *3*. Кінці осі *2* закріплені в кронштейнах *4*, які болтами *5* притягнуті до нижніх полиць лонжеронів *6* рами візка гусениць.

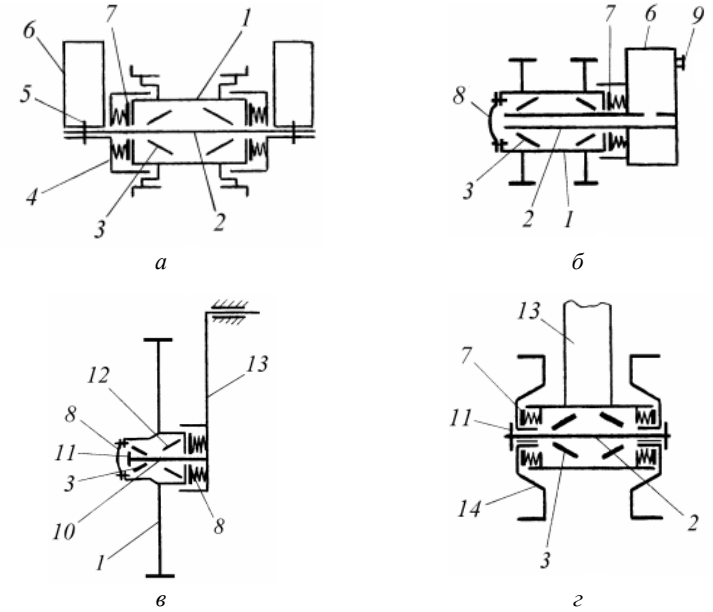


Рисунок 10.13 – Схеми кріплення опорних котків: *1* – опорний коток; *2* – вісь котка; *3, 12* – підшипники; *4* – кронштейн; *5* – болт; *6* – лонжерон рами візка гусениці; *7* – торцево-лабіринтове ущільнення; *8* – кришка; *9* – сапун; *10* – нерухома цапфа; *11* – гайка; *13* – важіль (балансир); *14* – обід котка

У сучасних конструкціях опорних котків зазвичай застосовують рідинне змащення підшипників, що захищається торцево-лабіринтовими ущільненнями *7*.

За ступенем амортизації опорні котки поділяються на:

– жорсткі;

– пружні.

Розглянуті конструкції опорних котків є жорсткими без додаткової амортизації ободів.

Пружні опорні котки бувають двох типів:

– із зовнішньою амортизацією (із зовнішнім гумовим бандажем);

– із внутрішньою амортизацією.

У першому випадку (рис. 10.14 *а*) на зовнішню поверхню циліндричного обода *1* привулканізований або напресований гумовий бандаж *2*, а у випадку (рис. 10.14 *б*) – внутрішні амортизаційні кільця *3*, закладені між металевим ободом *1* і встановлювальним диском *4* котка.



а *б*

Рисунок 10.14 – Схеми конструкцій пружних опорних котків:
а – із зовнішньою амортизацією; *б* – з внутрішньою амортизацією

Опорні котки з зовнішньою амортизацією зменшують рівень шуму рушія і підвищують довговічність їх підшипників кочення, тому що знижують вібраційні навантаження на тіла кочення (кульки або ролики). Опорні котки з внутрішньою амортизацією застосовують тільки з метою підвищення довговічності їх підшипників кочення.

Пружні опорні котки зазвичай встановлюють на транспортних, ряді промислових і спеціальних тракторах, а також при застосуванні РАГ і стрічкових гусениць.

На сільськогосподарських тракторах загального призначення опорні котки з зовнішньої амортизацією практично не застосовуються внаслідок підвищеного опору коченню по металевим гусеницях (приблизно в 1,5 рази) і недостатньою довговічністю гуми при роботі в абразивному середовищі, характерної для польових умов роботи МТА.

При цьому гумовий бандаж швидко виходить з ладу при попаданні між опорним котком і гусеницею ріжучих та колючих предметів.

Опорні котки з внутрішньою амортизацією на тракторах поки не застосовуються.

10.5 Схеми установки підтримуючих котків [1]

Підтримуючі котки (ролики) застосовують при необхідності підтримки верхньої вітки гусениці від значного провисання. Число підтримуючих котків залежить від поздовжньої бази трактора, відстані між осями напрямного та ведучого коліс. При короткій базі їх можна не застосовувати, а зазвичай їх число не перевищує двох. Якщо застосовується тільки один коток, то його, як правило, розташовують ближче до ведучого колеса.

Класифікувати ці котки можна за тими ж ознаками, що й опорні котки.

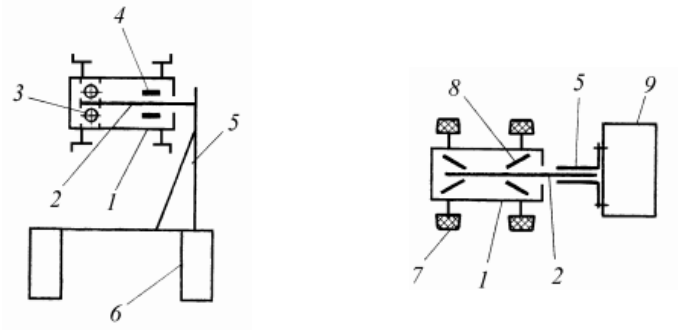
Профілі обода котка зазвичай такі ж, як опорного котка або напрямного колеса. Діаметр обода котка повинен забезпечувати його обертання за рахунок сил тертя між ним і гусеницею. При дуже малому діаметрі котка можливе прослизання гусениці по ободу котка, що призводить до появи лисок на ньому і припиненню його обертання, а також до додаткового зносу бігової доріжки гусениць.

Тому одним з додаткових вимог до підтримуючого котка є невеликий опір його коченню і оптимальний розмір його обода.

Для поліпшення зчеплення обода підтримуючого котка з гусеницею і зниження рівня шуму при його роботі деякі конструкції виконуються з гумовими бандажами.

Установка і кріплення підтримуючих котків залежить від типу підвіски (рис. 10.15).

При жорсткій і напівжорсткій підвісці (рис. 10.15 *а*) підтримуючі котки, як правило, встановлюють на консольних осях, закріплених в бічних кронштейнах на візках гусениць. Це пов’язано з тим, що на поздовжній осі візка зазвичай розміщується натяжний і амортизуючий пристрій.



а *б*

Рисунок 10.15 – Схеми установки підтримуючих котків:
1 – підтримуючий коток; *2* – нерухома вісь; *3, 4* – кульковий та роликовий підшипники; *5* – кронштейн; *6* – рама візка гусениць; *7* – гумовий бандаж; *8* – конічний підшипник; *9* – рама трактора

На рисунку 10.15 *а* представлена схема установки підтримуючого двоободового котка *1* з ребордами на консольній нерухомій осі *2*. Фіксуючий кульковий підшипник *3* сприймає осьові і радіальні навантаження на коток, а роликовий *4* – радіальні навантаження. Вісь *2* закріплена в бічному кронштейні *5*, встановленому на верхній частині рами *6* візка гусениць.

При еластичній підвісці двоободовий коток *1* з гумовими бандажами *7* (рис. 10.15 *б*) встановлений на консольній осі *2*, закріпленій в кронштейні *5* лонжерона *9* рами трактора. Маточина котка закріплена в конічних підшипниках *8*.

Наведені способи установки підшипників є характерними для підтримуючих котків. У більшості випадків вони зазвичай мають рідинне змащення і захищені торцево-лабіринтовими ущільненнями (на рисунку не показані). Однак зустрічаються підтримуючі котки на підшипниках ковзання, наприклад, при застосуванні РАГ.

На транспортних, трелювальних та інших тракторах з великими опорними котками підтримуючі котки не застосовують, так як верхня вітка гусениці безпосередньо спирається на опорні котки.

10.6 Будова пружної балансирної підвіски

Вісім опорних котків трактора утворюють попарно чотири балансирні каретки (рис. 10.16), розташовані по дві з кожного боку рами трактора.

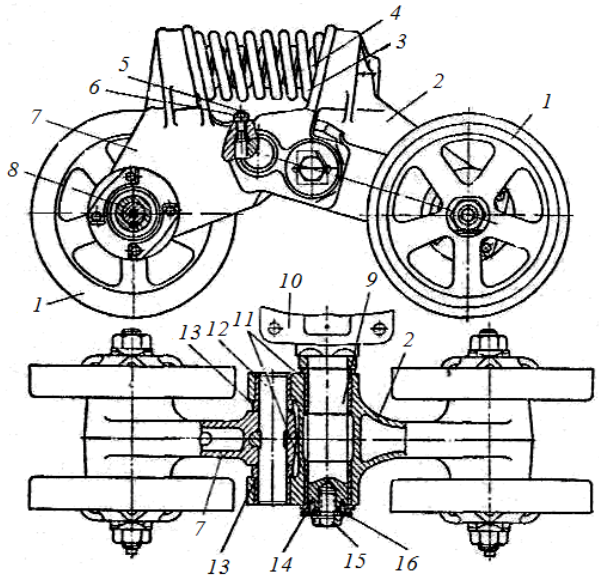


Рисунок 10.16 – Каретка еластичної підвіски тракторів Т-75, Т-74:
1 – опорний коток; *2* – зовнішній балансир; *3*, *4* – пружина; *5* – чека;
6 – гайка; *7* – внутрішній балансир; *8* – вісь опорного котка; *9* – цапфа;
10 – поперечний брус; *11* – втулка; *12* – вісь; *13* – втулка

Будова каретки

Кожна каретка (своєрідний гусеничний візок) складається з наступних основних частин:

– двох шарнірно з'єднаних балансирів *2* і *7*;

– пружин *3* і *4*;

– сполучної осі *12*;

– опорних котків *1*, встановлених на кінцях балансирів на осях *8*.

Каретки встановлені на цапфі *9* поперечних брусів *10* або *11* і *13* (рис. 10.16). У тілі зовнішнього балансира *2* (рис. 10.16) є центральний отвір, в який вставлені сталеві цементовані втулки *11*.

Цими втулками балансир *2* (і вся каретка) встановлюється на цапфу *9* поперечного бруса *10* і утримується упорною шайбою *14*, прикріпленою болтом *15* до торця цапфи *9*.

Необхідний зазор між шайбою *14* і втулкою *11* досягається установкою відповідної кількості регулювальних прокладок *16*.

Вушками із запресованими в них сталевими цементованими втулками *13* зовнішній балансир *2* з'єднується з внутрішнім балансиром *7* за допомогою осі *12*. Остання фіксується (відносно балансира *7*) у нерухомому положенні чекою *5* і гайкою *6*.

Пружини *3* і *4* впираються в чашки, відлиті разом з балансирами *2* і *7*. Витки пружин мають протилежний напрямок, чим запобігається їх заклинювання.

Пружини-амортизатори пом'якшують поштовхи, що отримуються при русі по нерівній місцевості.

Робота каретки

При переході через незначні перешкоди опорні котки *1* можуть підніматися за рахунок повороту навколо осі *12*, стискаючи при цьому пружини *3*. Стискаючись, пружини будуть амортизувати удари, отримані при переході через перешкоди, допускаючи підйом кожного котка приблизно на 120 мм.

При переході через більш значні перешкоди вся каретка повертатиметься навколо цапфи *9* поперечного бруса рами трактора, допускаючи при цьому більш високий підйом котків.

Опорні котки

Котки повинні:

– мати достатню міцність і високу зносостійкість при значних ударних навантаженнях, що мають місце при роботі;

– мати надійний захист підшипників від попадання в них бруду і води;

– надавати якомога менший опір переміщенню трактора;

– не бути складними в експлуатації.

Для запобігання сповзання опорних котків з гусеничного ланцюга і для пересування ланцюга при поворотах або опорні котки забезпечуються ребордами, або ланки гусеничного ланцюга забезпечуються спеціальними ребордами (рис. 10.1).

Опорний коток тракторів ДТ-54А, Т-75 і Т-74 складається з двох сталевих роликів *6* та *15* (рис. 10.17), напресованих (на шпонках *22*) на кінці сталевої осі *1*.

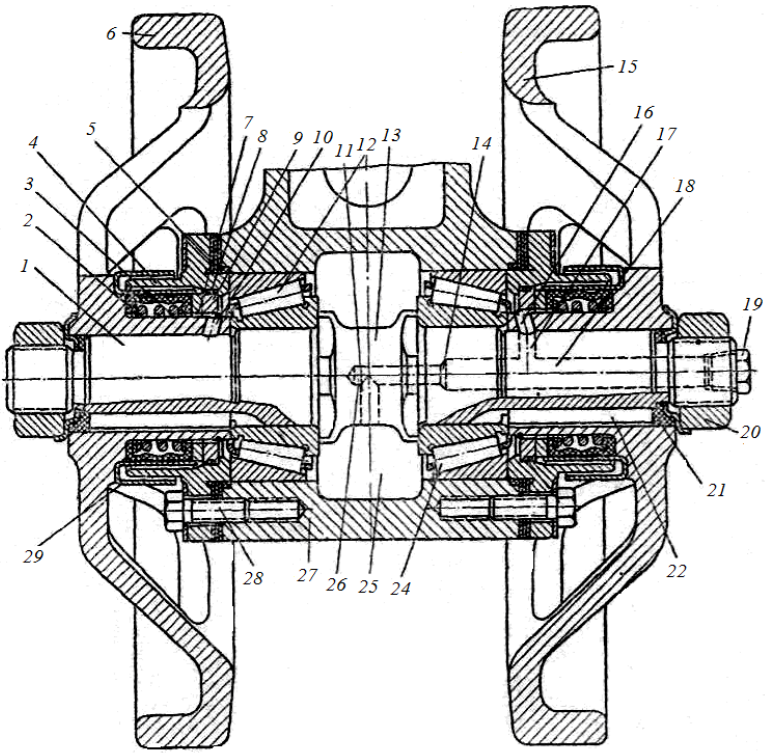


Рисунок 10.17 – Опорний коток тракторів Т-75, Т-74:
1 – вісь; *2* – захисний чохол; *3* – пружина; *4* – корпус; *5* – прокладка; *6, 15* – ролики; *7, 9* – дискові кільця; *8* – ущільнене гумове кільце; *10* – ролик; *11* – осьовий канал; *12, 24* – роликові підшипники; *13* – торці потовщення; *14, 16* – отвір; *17* – радіальний канал; *18* – осьовий канал свердління; *19* – пробка-гвинт; *20* – гайка кріплення ролика; *21* – ущільнення; *22* – шпонка; *25* – внутрішня порожнина балансира; *26* – горизонтальний канал; *27* – балансир каретки; *28* – гвинти; *29* – ковпаки

Вісь обертається в двох конічних роликових підшипниках *12* і *24*, встановлених в балансирі *27* каретки еластичної підвіски. Зовні ролики закріплюються гайками *20* і замковими шайбами.

Внутрішні кільця підшипників *12* і *24* щільно притискаються маточинами роликів *6* і *15* до торців потовщення *13* в середній частині осі *1*.

Зовнішні кільця підшипників можуть трохи переміщатися уздовж осі, чим досягається необхідний зазор в підшипниках. Фіксування зовнішніх кілець в необхідному положенні при регулюванні підшипників здійснюється зміною числа сталевих прокладок *5* між торцями балансира *27* і корпусами *4* ущільнень. Корпуси *4* прикріплені гвинтами *28* до торців балансира *27*.

Змащення підшипників *12* і *24* котків здійснюється з внутрішньої порожнини *25* балансира. Нагнітання оливи в порожнину *25* балансира проводиться через канал свердління *18*, зовнішній отвір якого закривається пробкою-гвинтом *19*.

Заправка оливою проводиться наступним чином. Пробка *19* відгвинчується і накінечник оливонагнітача вставляється в канал *18* до упору в отвір *14* каналу *26* меншого діаметру. Олива, що поступає з нагнітача проходить через осьовий канал *26* та радіальний канал *11* в порожнину *25* балансира. Відпрацьована олива витісняється з порожнини *25* через підшипник *24*, отвір *16* в маточині ролика *15*, радіальний канал *17*. Через кільцевий простір між вставленим накінечником оливонагнітача і стінками каналу *18* олива витікає назовні. Олива нагнітається до тих пір, поки випливаюча назовні олива не буде чистою.

Щоб уникнути витікання оливи з підшипників і попадання пилу та бруду в них опорні котки забезпечені спеціальними ущільнювальними пристроями (сальниками). Вони складаються з двох металевих дискових кілець *7* і *9*, дотичних полірованими поверхнями. Кільце *9*, запресоване в корпус *4* і ущільнене гумовим кільцем *8*, являє ніби то одне ціле з балансиром *27*. Кільце *7* встановлено на лисці на маточині ролика, завдяки чому кільце обертається разом з роликом котка, але може переміщатися уздовж маточини ролика. Під дією сили пружини *3* кільце *7* притискається до кільця *9*. Пружина встановлена в гумовий оливостійкий чохол *2*, який також є ущільнювальним елементом.

Приварені до роликів котка ковпаки *29*, всередину яких входять втулки корпусів *4* ущільнень, утворюють лабіринт і тим самим запобігають потраплянню пилу і бруду до поверхонь, що

труться, кілець *7* і *9*. Щоб уникнути підтікання оливи в місцях з'єднання корпусів *4* ущільнення з маточинами балансира, а також з-під гайок *20* котка, встановлені гумові кільця.

Слід зазначити, що застосування рідкої оливи для змащення підшипників опорних котків (та інших елементів гусеничного механізму тракторів, наприклад, тракторів ранніх років випуску ДТ-54А, Т-75 і Т-74) в поєднанні з досконалістю ущільнювального пристрою дозволяє значно збільшити термін служби підшипників і подовжити період між їх регулюваннями.

Опорні котки з такими ж ущільнювальними пристроями застосовуються на тракторах ранніх років випуску, наприклад, в конструкції тракторів ДТ-75, Т-38 і КДП-35-2.

10.7 Будова підтримуючого котка

Підтримуючі котки, на відміну від опорних, несуть менше навантаження і тому будова їх простіша. Вони виробляються з чавуну. Кронштейни підтримуючих котків при напівжорстких підвісках кріпляться до рами гусениць, при еластичних – до рами трактора. Число підтримуючих котків залежить від довжини і ваги гусеничного ланцюга.

Підтримуючі котки тракторів (рис. 10.18) монтуються на кронштейнах рами. Вісь *2* котка запресовується в кронштейн *1* рами трактора. Ролик *10* встановлений на осі на роликовому *5* і на кульковому *11* підшипниках.

Роликовий підшипник *8* закріплений на осі *2* стопорним кільцем *9*. Внутрішнє кільце підшипника *11* притиснуте до бурту осі *2* гайками *14*. Зовнішні кільця підшипників запресовані в розточення маточини ролика *10*. Зовнішнє кільце кулькового підшипника затиснуте кришкою *12*.

Змащення підшипників здійснюється мастильним матеріалом (трансмісійна олива, дизельне паливо, моторна олива) через отвір в кришці *12*, що закривається пробкою *13*. Перед заправкою підтримуючого котка свіжою оливою відпрацьована олива випускається, а потім коток встановлюється в такий стан, при якому відкритий отвір, що закривається пробкою *13*, знаходився вище горизонтальної площини на 40–50°.

Котки забезпечені такими ж ущільнювальними пристроями, як і опорні котки цих тракторів, що складаються з корпусу *5*,

дискових полірованих кілець *4* до *7*, гумового кільця *6*, пружини *15*, гумового чохла і ковпака *16*. Котки трактора ДТ-75 мають аналогічну будову.

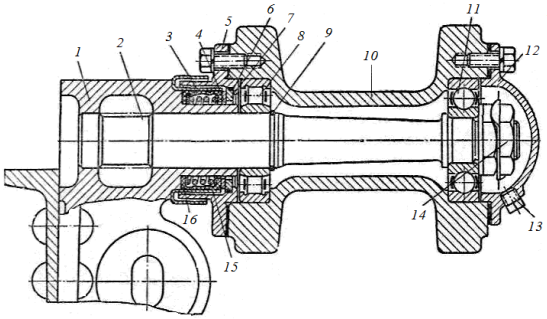


Рисунок 10.18 – Підтримуючий коток тракторів ДТ-74, ДТ-75:
1 – кронштейн рами; *2* – вісь котка; *3* – стакан; *7, 15, 16* – ущільнення (*5* – корпус; *6* – гумове кільце; *4, 7* – дискові поліровані кільця; *15* – пружина; *16* – ковпак); *8, 11* – підшипники; *9* – стопорне кільце; *10* – ролик; *12* – кришка; *13* – пробка; *14* – гайка

10.8 Будова механізму натягу гусеничного ланцюга

Велике провисання гусеничного ланцюга може відбуватися з часом в результаті зносу ланок і витягування гусеничного ланцюга. При значному ж провисанні гусеничного ланцюга можуть мати місце удари, струси і розгойдування, особливо на підвищених швидкостях і при поворотах. Все це може викликати швидкий знос окремих деталей гусеничного ланцюга і навіть привести до їх поломки.

Надмірний натяг гусеничного ланцюга також неприпустимий, так як це супроводжується збільшенням втрат на тертя в шарнірах з'єднань окремих ланок.

Необхідне натягнення гусеничного ланцюга досягається зміною відстані між ведучим (зірочкою) і натяжним (напрямним) колесами шляхом переміщення натяжного колеса.

Будова механізму

Колінчаста вісь *15* (рис. 10.19) натяжного колеса *25* встановлена на підшипниках ковзання – чавунних втулках *16* і *18* (різних діаметрів), запресованих в передній брус *17* рами *14*

трактора. Слід зазначити, що у тракторів Т-75 і Т-74 втулки *16* і *18* сталеві, загартовані до високої твердості, працюють без змащення.

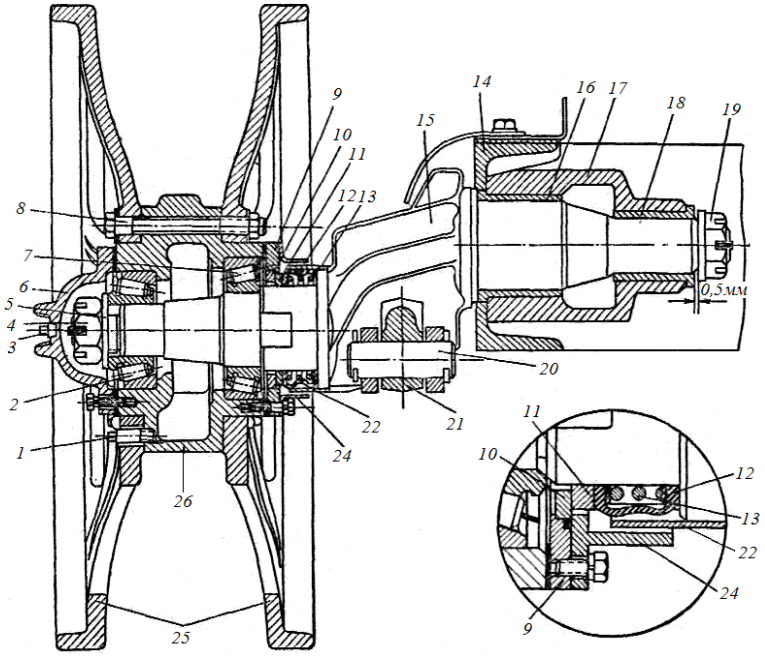


Рисунок 10.19 – Натяжне колесо трактора ДТ-54А: *1, 3* – пробка; *2, 7* – підшипники; *5* – шайба; *4, 19* – гайка; *6* – отвір в кришці; *8* – болт; *9* – корпус; *10, 11* – кільця ущільнювачів; *12* – гумовий чохол; *13* – пружина; *14* – рама; *15* – колінчаста вісь; *16, 18* – втулки; *17* – брус; *20* – палець; *21* – вушко; *22* – внутрішній ущільнювальний щиток; *24* – зовнішній ущільнювальний щиток; *25* – натяжне колесо з двох ободів; *26* – маточина

Вісь *15* фіксується гайкою *19*. Змащення втулок здійснюється через маслянку, укручену в брус рами. У щоці колінчастої осі *15* є отвір для закріплення вушка *21* натяжного механізму. Вушко *21* встановлено на осі пальця *20*. Таким чином, колінчаста вісь *15* має можливість повертатися у втулках *16* і *18*, а натяжне колесо *25* відповідно переміщатися вперед або назад, змінюючи тим самим ступінь натягу гусеничного ланцюга.

Натяжне колесо, що складається з чавунної маточини *26* і сталевих ободів *25*, скріплених болтами *8*, встановлено на двох конічних роликових підшипниках *2* і *7*.

Регулювання підшипників проводиться гайкою *4*, при закручуванні якої внутрішнє кільце підшипника *2* переміщається уздовж цапфи, зменшуючи тим самим зазор в підшипниках. Між гайкою *4* і внутрішнім кільцем підшипника *2* встановлена на лисці, що є на кінці цапфи, шайба *5*, яка запобігає повертанню внутрішнього кільця підшипника. Після регулювання підшипника гайка *4* шплінтується.

Випуск відпрацьованої оливи і нагнітання свіжої оливи для змащення підшипників здійснюється через отвір в маточині *26* колеса, що закривається пробкою *1*. Отвір в кришці *6*, що закривається пробкою *3*, служить для визначення рівня оливи, що нагнітається в порожнину маточини *26*. Витікання оливи з порожнини маточини і потрапляння пилу в неї запобігається ущільнювальним пристроєм, що складається з корпусу *9* із зовнішнім ущільнювальним щитком *24*, кілець ущільнювачів *10* (обертового) і *11* (необертового), пружини *13* та її гумового чохла *12* і внутрішнього ущільнювального щитка *22*, тобто пристрій його такий, як в опорних і підтримуючих котках трактора (рис. 10.5 і 10.6).

Амортизуюча пружина *29* (рис. 10.20) спирається одним кінцем через шайбу *31* в гайку *32*, навернену на натяжний гвинт *30*, а іншим кінцем – у вилку *27*, з'єднану пальцем *20* (рис. 10.19, 10.20) з вушком *21* колінчастої осі *15*. Через буртик *28* вилки *27* пружина *29* впирається в прямокутну голівку натяжного гвинта *30*. На гвинт *30* навернена регулююча гайка *34*, хвостовик якої встановлений в кульовій опорі *35*, вставленій в сферичне виточення кронштейна *36* рами трактора.

Крізь отвір в кульовій опорі *35* проходить задній кінець натяжного гвинта *30*.

Попередньо пружина *29* натягується гайкою *32*, яка через шайбу *31* стискає її. При цьому довжина пружини повинна бути 260–265 мм.

На тракторах Т-74 (рис. 10.20) і Т-75 амортизуючий пристрій має дві пружини *29* і *37*. Пружини і регулювальний болт *30* мають збільшену довжину. Попереднє затягування пружини *29* у

розглянутих тракторів 470–475 мм. Трохи змінена конструкція кронштейна *36* (рис. 10.20, 10.21). Крім того, щоб колінчаста вісь *15* не відхилялася надмірно, тобто не потрапила в мертве положення, до рами трактора прикріплений упор *38*.

На цих тракторах дещо змінений вузол з'єднання колінчастої осі *15* з вилкою *27*.

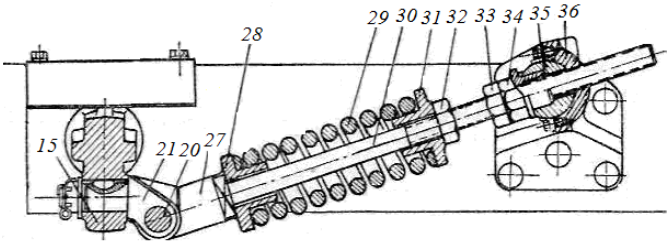


Рисунок 10.20 – Натяжний і амортизуючий пристрій трактора ДТ-54А:
15 – колінчаста вісь; *20* – палець; *21* – вушко колінчастої осі; *27* – вилка; *28* – буртик; *29* – пружина; *30* – натяжний гвинт; *31* – шайба; *32*, *34* – гайки; *33* – контргайка; *35* – кульова опора; *36* – кронштейн рами

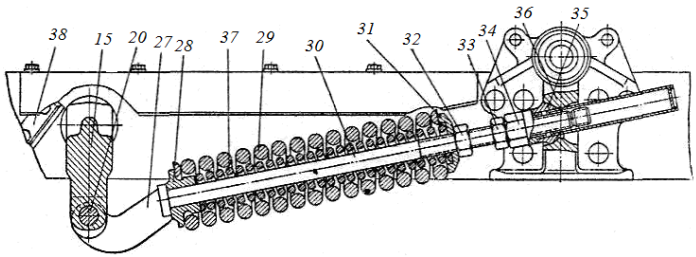


Рисунок 10.21 – Натяжний і амортизуючий пристрої трактора ДТ-74:
15 – колінчаста вісь; *20* – палець; *27* – вилка; *28* – буртик; *29*, *37* – пружини; *30* – регулювальний болт; *31* – шайба; *32*, *34* – гайки; *33* – контргайка; *35* – кульова опора; *36* – кронштейн рами; *38* – упор

Дія натяжного механізму

При ослабленні гусеничного ланцюга повертають гайку *34*, попередньо послабивши контргайку *33*. Хвостовик гайки *34*, впираючись в кульову опору *35*, переміщує натяжний гвинт *30*, який, в свою чергу, через вилку *27* повертає колінчасту вісь *15* і переміщує натяжне колесо *25* (рис. 10.19) вперед. Переміщення колеса супроводжується збільшенням ступеня натягу гусеничного ланцюга.

Дія амортизуючого механізму

При правильно відрегульованому натягу гусеничного ланцюга *39* (рис. 10.22 *а*) створюється деяке провисання за рахунок висунення натяжного колеса *25*. Якщо при роботі трактора гусениця наїжджає на перешкоду (рис. 10.22 *б*) і зусилля на натяжному колесі та передній похилій вітці гусениці виявляються більше сили попереднього затягування амортизуючої пружини *29*, тоді натяжне колесо разом з колінчастою віссю *15* і вилкою *27* перемістяться назад, стискаючи при цьому ще більше амортизуючу пружину *29*. При цьому гвинт *30* входить у вилку *27*. Завдяки амортизації поштовхів та ударів механізми захищаються від поломки.

Після переходу через перешкоду пружини *29*, відштовхуючись від вилки *27*, відновлюють свій нормальний розмір – до упору головки гвинта *30* у буртик *28* (рис. 10.20, 10.21) вилки *27*. При цьому натяжне колесо *25* повертається у вихідне положення (рис. 10.22 *а*), а гусеничний ланцюг буде мати нормальне провисання.

При роботі трактора на кам'янистих ґрунтах або на інших недостатньо чистих ґрунтах між полотном гусеничного ланцюга *39* і ведучим колесом-зірочкою *40* іноді потрапляють камені *41* (рис. 10.22 *в*) або інші сторонні тіла, які можуть порушити нормальне зачеплення зуб'їв колеса *40* з цівками гусеничного ланцюга. При цьому шарніри гусеничного ланцюга наштовхуються лише на вершини зуб'їв колеса *40* і вся гусениця разом з колесом *25* відтягується назад (рис. 10.22 *в*).

В результаті цього гусеничний ланцюг буде перемотуватися з порушенням зачеплення до тих пір, поки не буде викинуто стороннє тіло і зачеплення буде відновлено. Таким чином, в цьому випадку амортизуючий механізм виконує роль запобіжного механізму.

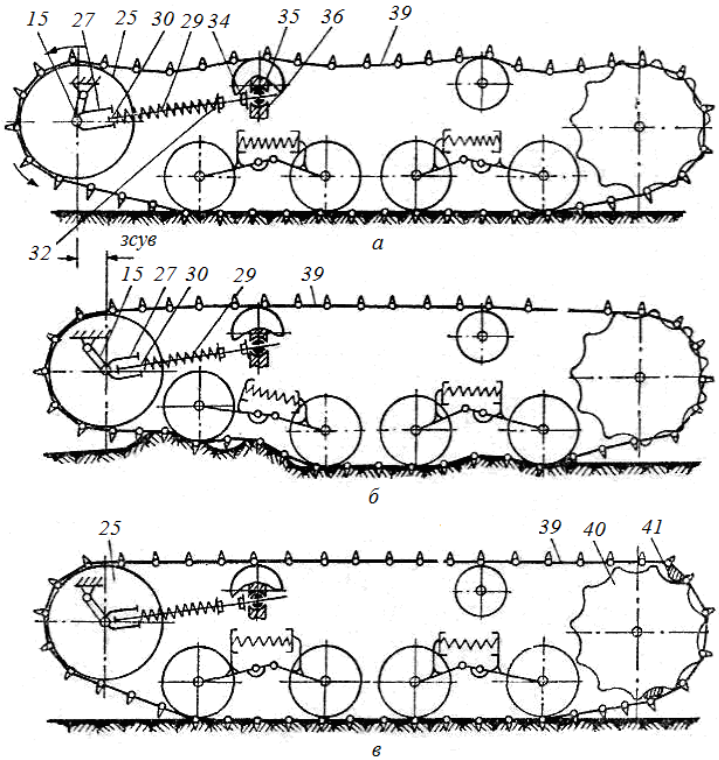


Рисунок 10.22 – Схема роботи амортизуючого пристрою тракторів Т-75 і Т74: *а* – правильно відрегульований натяг гусеничного ланцюга; *б* – наїзд на перешкоду; *в* – потрапляння каменів; *15* – колінчаста вісь; *25* – натяжне колесо; *27* – вилка; *29* – амортизуюча пружина; *30* – гвинт; *34* – підтримуючий ролик; *35* – вісь підтримуючого ролика; *36* – кронштейн; *39* – гусеничний ланцюг; *40* – ведуче колесо-зірочка; *41* – камінь

10.9 Конструкція напівжорсткої підвіски промислового трактора класу тяги 10

На рисунку 10.23 зображена конструкція *напівжорсткої підвіски* промислового трактора класу 10. Трактор має дві рами візка гусениці, на яких жорстко закріплені осі опорних котків. Вісь качання рами поєднана з віссю ведучого колеса.

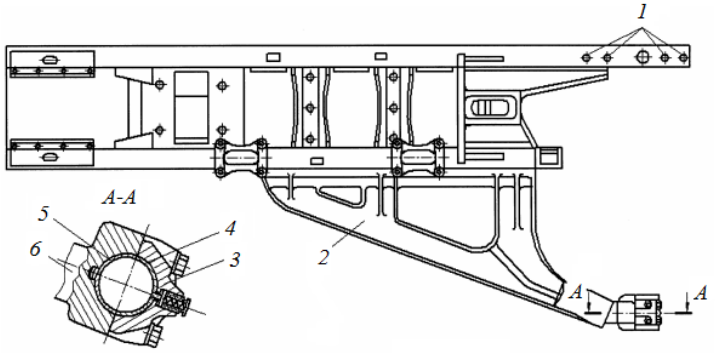
Рама візка (рис. 10.23 *а*) шарнірно з’єднується з остовом трактора за допомогою кінцевого підшипника і підшипника розкосу. Корпус кінцевого підшипника з бронзовою втулкою

болтами кріпиться до рами візка через отвори *1*. Корпус підшипника розкосу складається з головки *6* і кришки *3*, що з'єднуються чотирма болтами. У голівці та в кришці встановлені вкладиші *4* і *5*. У підшипниках розміщуються кінці нерухомої осі ведучого колеса, що виступають з корпусу кінцевої передачі. Розкоси *2* рами візка сприймають бічні сили, які прагнуть розгорнути візки в сторони, і забезпечують незмінність площини качання їх відносно остова трактора.

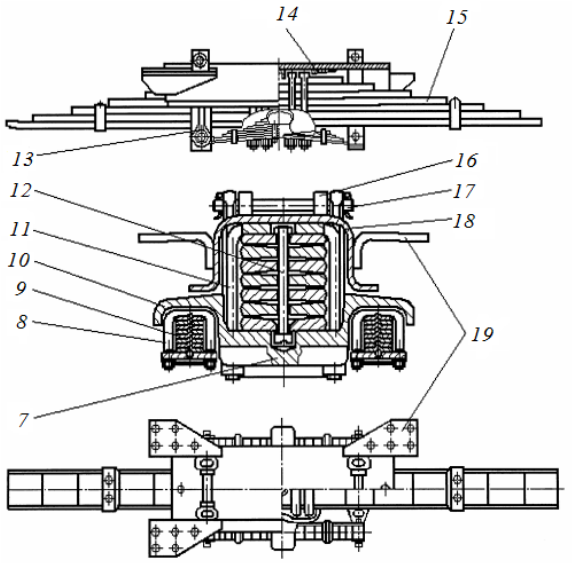
У передній частині остов трактора спирається на рами візків гусениць через балансирну ресору, яка в середній частині з'єднана через малі ресори з остовом трактора, а кінцями спирається на рами візків.

Балансирна ресора (рис. 10.23 *б*) складається з великої *15* і двох малих *9* ресор. Велика ресора зібрана з семи листів, стягнутих центральним болтом *12*. Стрем'янками *11* вона з'єднана з кованою кришкою *7* і розміщена в штамповану коробку *18*. Упори *14* усувають поздовжнє переміщення ресори в коробці. Коробка жорстко кріпиться до балок рами трактора чотирма косинками *19*.

Малі ресори, що складаються з восьми листів, стягнутих стрем'янками *8*, встановлені в приливах *10* кришки *7* і корінними листами за допомогою втулок і пальців шарнірно з'єднані з нижніми кінцями стійок *13*. Стійки вільно проходять в отворах коробки *18* і з'єднуються з нею за допомогою пальця *17*, встановленого в провушинах *16*, які приварені до коробки. В нижній частині стійки з'єднуються між собою валиком. Довжина стійок підібрана таким чином, що малі ресори завжди навантажені і забезпечують підтиск їх до приливів *10* кришки *7* і підтиск великої ресори до коробки *18*.



а



б

Рисунок 10.23 – Напівжорстка підвіска: *а* – рама візка гусениці; *б* – балансирна ресора; *1* – отвори; *2* – розкоси рами візка; *3*, *7* – кришки; *4*, *5* – вкладиші підшипника; *6* – головка корпусу підшипника; *8*, *11* – стрем'янки; *9*, *15* – ресори; *10* – приливи в кришці; *12* – болт; *13* – стійка; *14* – упор; *16* – провушина; *17* – палець; *18* – штампована коробка; *19* – косинка

Перелік посилань

1. Наумов Е. С. Ходовая система гусеничного трактора / Е. С. Наумов, В. Ф. Платонов, В. М. Шарипов, Ю. С. Щетинин, И. М. Эглит. М. : МГТУ «МАМИ», 2011. 64 с.

2. Ксеневич И. П., Шарипов В. М., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

3. Гуревич А. М. Тракторы и автомобили. М. : «Колос», 1983.

4. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М. : Машиностроение, 1968.

5. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : «Колос», 1983.

6. Гуськов В. В. Тракторы. Теория. М. : Высшая школа, Ч.2. 1977.

Запитання для самоперевірки знань

1. З яких основних елементів складається ходова частина гусеничного трактора?

2. Які функції в конструкції ходової частини гусеничного трактора виконує підвіска?

3. За якою ознакою поділяють підвіски гусеничних тракторів?

4. Які розрізняють схеми жорстких підвісок?

5. Які розрізняють схеми напрямних пристроїв візків гусениць, що застосовуються в напівжорсткій підвісці?

6. Які розрізняють схеми балансирних кареток?

7. Які розрізняють схеми індивідуальних підвісок?

8. У чому полягають відмінності у конструкціях змішаних підвісок, схеми яких наведено на рисунках 10.8 *а* і *в*?

9. За якими ознаками класифікують натяжний і амортизуючий пристрої?

10. Які вимоги висуваються до опорних котків?

11. За якими ознаками класифікують опорні котки?

12. З яких деталей складається каретка балансирної підвіски?

11 ОСТОВ ТРАКТОРА. РОБОЧЕ І ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ. ДОДАТКОВЕ ОБЛАДНАННЯ

Основними пристроями, що складають *робоче обладнання трактора*, є:

– гідравлічна навісна система;

– причіпні пристрої та гаки;

– вали відбору потужності ВВП;

– приводний шків (встановлюють на колісні універсально-просапні трактори; використовують для приводу від тракторного двигуна через пасову передачу різних стаціонарних машин; шків розміщується збоку або ззаду трактора так, щоб площина шківа була паралельна поздовжній осі трактора; зазвичай шків приводиться в дію від ВВП (Т-40М, ЮМЗ-6Л, МТЗ-80), рідше від коробки передач (Т-25А)).

До *допоміжного обладнання* тракторів відносяться:

– системи опалення;

– системи вентиляції.

11.1 Остов трактора

Остов трактора служить для установки і кріплення механізмів і вузлів трактора.

До остову трактора пред'являються такі додаткові вимоги:

– простота монтажу і демонтажу механізмів і вузлів;

– висока жорсткість для незмінності відносного положення механізмів.

За конструкцією остови тракторів діляться на: безрамні, напіврамні і рамні.

Конструкції остова

Безрамний остов трактора хоча і володіє високою жорсткістю, але внаслідок складності технології виготовлення в даний час використовується тільки на деяких колісних тракторах невеликої потужності.

Широке поширення на сільськогосподарських тракторах отримали *напіврамні* остови, які обумовлюють достатню жорсткість конструкції та надійне центрування валів трансмісії. В

цьому випадку вали розташовують в картерах, виготовлених у вигляді моноблочної виливки. Муфта зчеплення з'єднується з валом коробки передач за допомогою з'єднувальних муфт, що компенсують неточності монтажу.

Рамний остов трактора, в порівнянні з описаними вище конструкціями, має меншу жорсткість. Незважаючи на це він набув значного поширення на тракторах. Це пояснюється простотою конструкції та можливістю зниження металоємності трактора шляхом зменшення розмірів картерів механізмів.

11.2 Вали відбору потужності

Вали відбору потужності (ВВП) служать для відбору потужності від двигуна трактора і приведення в дію робочих органів навісних і причіпних сільськогосподарських машин та знарядь.

ВВП діляться:

• за принципом управління (дії) на:

– *залежні*: при вимиканні зчеплення разом із зупинкою трактора припиняється обертання ВВП (Т-4А, ДТ-75В, ДТ-75МВ, Т-25 та ін.);

– *частково незалежні*: не допускають вмикання та вимикання на ходу, але можуть працювати при зупиненому тракторі (передбачає наявність двопотокового зчеплення, ЮМЗ-6Л, ЮМЗ-6М, Т-16М);

– *незалежні*: ВВП приводиться в обертання безпосередньо від колінчастого вала двигуна, незалежно від коробки передач (МТЗ-80, Т0150К, К-701);

– *синхронні*;

• за розташуванням на тракторі на:

– задні (такі мають всі трактори, за винятком самохідного шасі Т-16М);

– передні (шасі Т-16М);

– бічні (обладнуються всі універсальні колісні трактори МТЗ-80, Т-40М та ін.);

• в залежності від типу й призначення:

– з постійною частотою обертання (частота обертання не залежить від вмикання передачі та завжди постійна за умови, що частота обертання колінчастого вала двигуна незмінна);

– зі змінною частотою обертання.

Стандартом для ВВП встановлені два режими роботи:

– з частотою обертання 540±15 $хв^{-1}$;

– 1000 $хв^{-1}$ при номінальній частоті обертання колінчастого вала.

Для забезпечення наведених режимів в приводі ВВП встановлюють погоджуючі редуктори. Трактори Т-150, Т-150К і МТЗ-80 обладнані двошвидкісними ВВП. У трактора К-701 ВВП працює з частотою 1000 $хв^{-1}$.

До недавнього часу на тракторах переважали системи залежних ВВП, у яких привід здійснюється через муфту зчеплення *1* (рис. 11.1 *а*) від первинного вала *2* коробки передач.

Робота *залежних* ВВП характеризується наступним:

– ВВП обертається лише тоді, коли обертається первинний вал коробки передач; при вимкненні муфти зчеплення ВВП зупиняється;

– передатне число від двигуна до ВВП є постійним;

– напрямок обертання ВВП не залежить від напрямку руху трактора.

Залежні приводи ВВП не задовольняють сучасним вимогам сільськогосподарського виробництва, так як вони не дозволяють виконувати наступні операції:

– здійснювати послідовний розгін спочатку робочих органів машин (знарядь), а потім тракторного агрегату;

– здійснювати короткочасну зупинку трактора без зупинки робочих органів машин (знарядь);

– перемикати передачі під час роботи трактора без зупинки робочих органів машин (знарядь);

– вмикати і вимикати сільськогосподарські машини без зупинки трактора.

В процесі роботи тракторного агрегату, обладнаного таким приводом, порушуються технологія виконуваного процесу, правила техніки безпеки, можливі забивання робочих органів машин соломою і непродуктивна трата часу. Крім того, ускладнюється обслуговування агрегату, з'являється необхідність в додатковому запасі потужності двигуна, який при сталій роботі не використовується. Як показує практика, для одночасного розгону тракторного агрегату і робочих органів сільськогоспо-

дарських машин потрібно підвищення потужності двигуна приблизно на 30%.

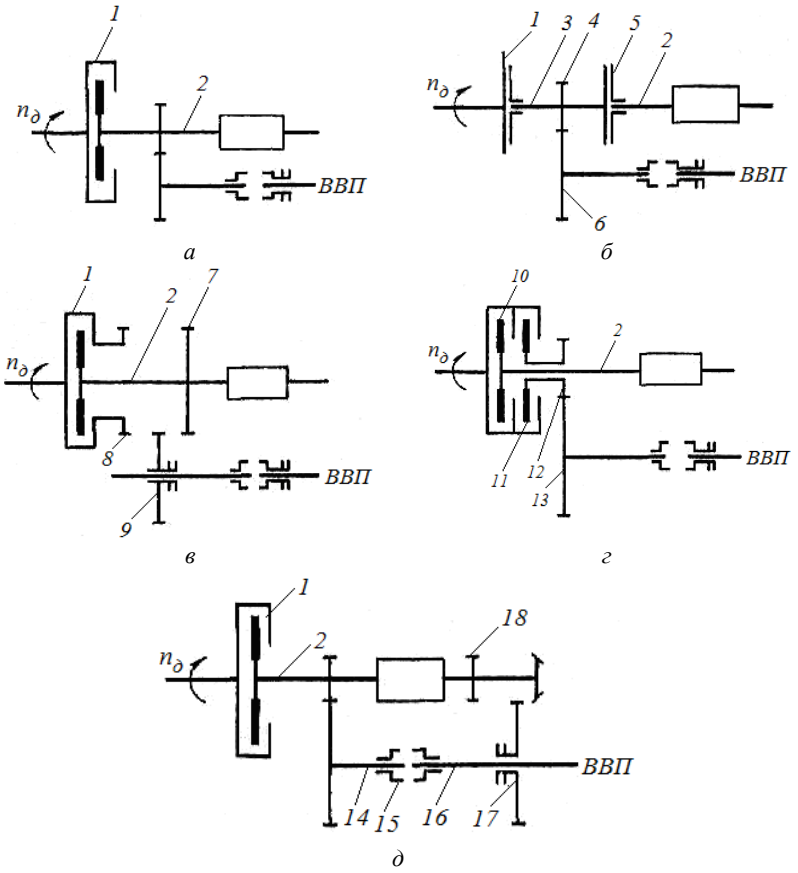


Рисунок 11.1 – Схеми приводів валів відбору потужності (ВВП): залежного (*а*); частково незалежного (*б, в, г*); синхронного (*д*); *а*: *1* – муфта зчеплення; *2* – первинний вал коробки передач; *б*: *1* – муфта зчеплення; *2* – первинний вал коробки передач; *3* – вал; *4, 6* – шестерні; *5* – муфта; *в*: *1* – муфта зчеплення; *2* – первинний вал коробки передач; *7, 8* – шестерні; *9* – змінна шестерня; *г*: *2* – первинний вал коробки передач; *10, 11* – ведені диски подвійної муфти зчеплення; *12, 13* – шестерні постійного зачеплення; *д*: *1* – муфта зчеплення; *2* – первинний вал коробки передач; *14* – передній вал; *15* – жорстка сполучна муфта; *16* – задній вал; *17* – рухома муфта; *18* – шестерня

Частково незалежні ВВП дозволяють здійснювати всі вище перераховані операції, крім зупинки робочих органів машин без зупинки трактора.

Повністю незалежні ВВП дають можливість виробляти всі перераховані вище операції.

На рисунку 11.1 *б* зображений частково незалежний ВВП, у якого обертальний момент від двигуна передається через муфту зчеплення *1* звичайного типу, вал *3* і пару шестерень *4* і *6* постійного зачеплення. Між валом *3* і коробкою передач встановлена додаткова муфта *5*, яка використовується в процесі роботи для короткочасних зупинок трактора, перемикання передач і розгону трактора. Отже, ВВП в процесі роботи з'єднаний з двигуном поки увімкнена муфта зчеплення *2*.

Для ВВП, показаного на рисунку 11.1 *в*, характерно те, що на первинному валу *2* коробки передач жорстко укріплена шестерня *7*, яка за розмірами однакова з шестернею *8*, безпосередньо пов'язаною з колінчастим валом двигуна. На шліцах ВВП встановлена змінна шестерня *9*.

Вводячи в зачеплення шестерні *9* і *7*, здійснюють розгін механізмів сільськогосподарських машин, а потім, не вимикаючи муфти зчеплення, шестерню *9* вводять в зачеплення з шестернею *8*. Після цього вмикають передачу і тракторний агрегат починає роботу, а ВВП працює як незалежний. У цій системі ВВП може працювати і як залежний, якщо залишити увімкненими шестерні *9* і *7*.

Частково незалежний привід ВВП (рис. 11.1 *г*) має подвійну муфту зчеплення, в якій ведений диск *10* пов'язаний з первинним валом *2* коробки передач, а ведений диск *11* через пару шестерень постійного зачеплення *12* і *13* – з ВВП. При натисканні на педаль керування спочатку вимикається основна муфта зчеплення – диск *10*, а при подальшому ході педалі – диск *11*. Таким чином, при роботі агрегату можна вимикати або одну муфту, або відразу обидві.

При роздільному керуванні дисками подвійної муфти зчеплення ВВП може працювати як повністю незалежний.

Крім описаних вище ВВП, на сучасних тракторах застосовують і *синхронні* ВВП, число обертів яких пропорційно числу оборотів ведучих коліс. Такі вали встановлюють на

тракторі в тому випадку, коли сільськогосподарські машини при роботі повинні виробляти певну кількість операцій на заданому шляху руху агрегату. Крім того, синхронні ВВП використовуються для приводів ведучих мостів причепів.

Одна зі схем синхронного ВВП показана на рисунку 11.1 *д*, де передній *14* і задній *16* вали можуть бути з'єднані між собою жорсткою сполучною муфтою *15*. При цьому ВВП буде працювати як залежний. Якщо ж сполучна муфта *15* вимкнена, а рухлива шестерня *17* заднього валу *16* введена в зачеплення з нею *18* на вторинному валу коробки передач, то вал буде працювати як синхронний.

Характерним для роботи синхронних валів є наступне:

– привід здійснюється від валів трансмісії, розташованих за коробкою передач;

– синхронний ВВП обертається тільки тоді, коли обертаються ведучі колеса трактора;

– передатне число між синхронним ВВП і ведучими колесами трактора постійне, тому число обертів ВВП, що припадає на 1 км шляху, не залежить від числа обертів вала двигуна та ввімкненої передачі;

– передатне число між двигуном і ВВП змінюється при перемиканні передач, відповідно змінюється і число обертів ВВП;

– напрямок обертання ВВП різний при русі трактора вперед і назад.

У частково незалежного ВВП, виконаного у вигляді подвійної муфти зчеплення *1* (рис. 11.2), управління здійснюється однією педаллю (послідовно).

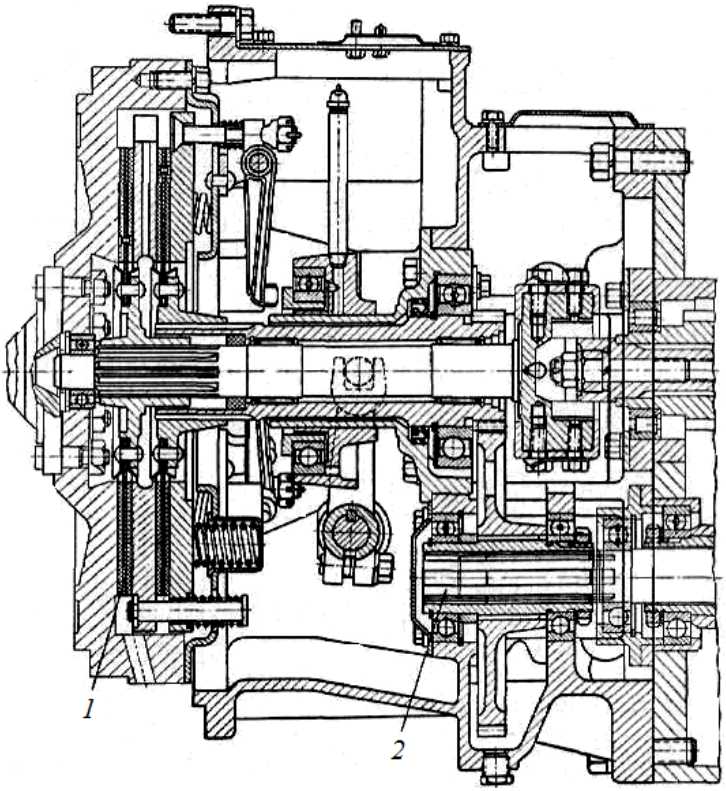


Рисунок 11.2 – Частково залежний ВВП: *1* – муфта зчеплення; *2* – вал

На рисунку 11.3 показана конструкція приводу повністю незалежного ВВП. Епіцикл *4* планетарного механізму приводу ВВП приводиться в обертання безпосередньо від колінчастого вала двигуна через зубчасту передачу і вал *5*. При вмиканні ВВП гальмо *3* сонячної шестірні затягують, гальмо *2* відпускають. В цьому випадку епіцикл *4* приводить у рух сателіти, які, обкотуючись по нерухомій сонячній шестірні, через водило обертають вал *1* відбору потужності.

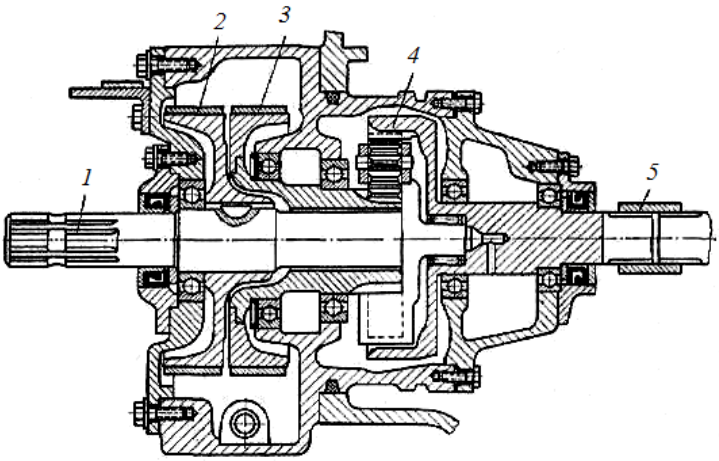


Рисунок 11.3 – Незалежний ВВП: *1* – вал відбору потужності; *2, 3* – гальмо; *4* – епіцикл; *5* – вал

Систему ВВП слід вибирати виходячи з умов експлуатації трактора з сільськогосподарськими машинами, механізми яких приводяться в рух від ВВП.

Повністю незалежні ВВП мають явні переваги в порівнянні з частково незалежними валами, але в конструктивному відношенні набагато складніше. Цим значною мірою пояснюється переважне поширення на вітчизняних і зарубіжних тракторах частково незалежних ВВП.

Схему приводу незалежного ВВП при конструюванні трактора вибирають виходячи з того, щоб отримати довговічну і просту конструкцію, зручну в експлуатації. Великий вплив на вибір схеми приводу надають компоновка основних механізмів трактора.

Подвійна муфта зчеплення, яка відносно проста за конструкцією та має невелику металоємність, знаходить найбільше поширення в якості часткового незалежного приводу ВВП.

11.3 Навісні системи сільськогосподарських тракторів

З'єднання сільськогосподарських машин і знарядь з трактором проводиться в залежності від конструкцій цих машин і їх призначення.

У тому випадку, якщо на машинах є власна ходова система, їх дишла з'єднують шарнірно з остовом трактора за допомогою причіпних скоб.

Якщо у машин немає власної ходової системи, то їх навішують на остов за допомогою спеціальної навісної системи. Розширення області використання тракторів і номенклатури машин вимагають їх навішування ззаду, збоку, попереду або між колесами трактора. Найбільшого поширення набув задній механізм навішування, що є більш універсальним.

Залежно від класу трактора і його призначення навішування сільськогосподарських машин може здійснюватися таким чином:

• в одній точці – ця система застосовується для навішування напівпричіпних машин; у цьому випадку точка причепа робиться регульованою по висоті;

• у двох точках – ця система застосовується, головним чином, для гусеничних тракторів у двох варіантах:

– з горизонтальною віссю кочення;

– з вертикальною віссю кочення;

• в трьох точках – ця система набула найбільшого поширення; дві нижні тяги навісної системи шарнірно кріпляться до остова трактора, утворюючи з рамою знаряддя трапецію, яка перешкоджає відхиленню знаряддя від поздовжньої осі трактора; третя тяга кріпиться зверху таким чином, що проекція важелів механізму навішування на вертикальну площину є чотириланник;

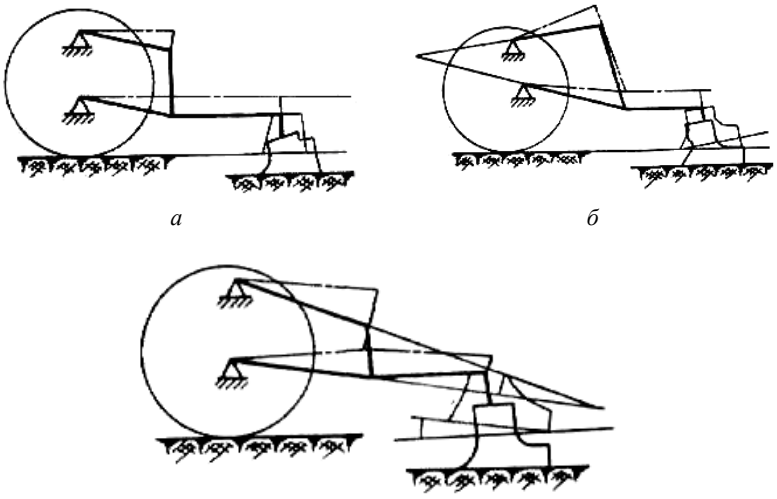
– в чотирьох точках – ця система складається з чотирьох тяг, кожна з яких шарнірно кріпиться до остова трактора, що забезпечує хорошу стійкість при роботі машин; використовується цей метод, в основному, для навішування дорожньо-будівельного обладнання – бульдозерів, навантажувачів й т.п.

Приєднувальні розміри навісної системи залежать від класу трактора. Від вибору параметрів механізму навішування залежить можливість заглиблення в ґрунт сільськогосподарських знарядь під дією власної ваги, швидкість заглиблення знарядь, стійкість прямолінійного руху агрегату і ряд інших показників.

На рисунку 11.4 наведено кілька схем механізмів навішування:

– з паралельно розташованими ланками (рис. 11.4 *а*);

– ланками, розташованими під кутом (рис. 11.4 *б*, *в*).



а *б* *в*

Рисунок 11.4 – Схеми механізму навішування: *а* – з паралельно розташованими ланками; *б*, *в* – ланки розташовані під кутом

Можливість самостійного занурення знарядь в ґрунт визначається положенням миттєвого центру O обертання знаряддя, яке має обиратись таким, щоб сума моментів від сили ваги знаряддя і реакції ґрунту на його робочі органи була позитивна. Для цього необхідно виконати умову $\varphi_{max} \leq Q_{min}$ (рис. 11.5).

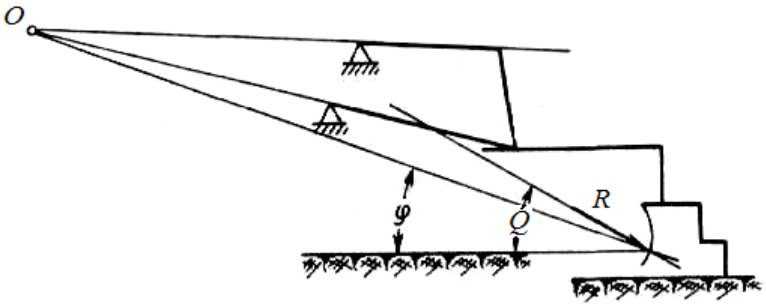


Рисунок 11.5 – Умова самостійного занурення знаряддя в ґрунт: $\varphi_{max} \leq Q_{min}$

Керування навісною системою

Навісна система складається з механізму навішування і приводу керування.

Найбільшого поширення набув гідравлічний привід керування, який, як будь-яка гідрооб'ємна передача, складається з:

– насоса;

– гідромотора;

– розподільника;

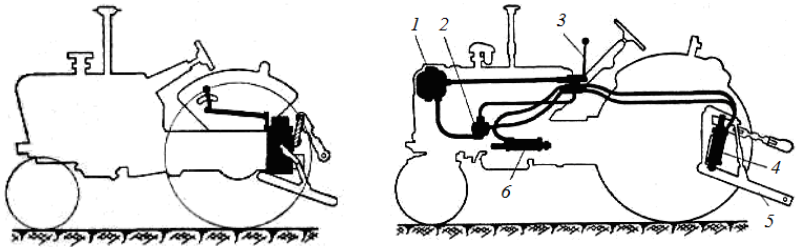
– бака;

– системи маслопроводів.

В залежності від компонування гідроприводи навісної системи підрозділяються на:

– *моноблочні* – всі механізми приводу монтуються в одному агрегаті (рис. 11.6 *а*);

– *роздільно-агрегатні механізми* – виконані в самостійних корпусах, монтуються в різних місцях трактора (рис. 11.6 *б*).



а *б*

Рисунок 11.6 – Схеми компонування агрегатів навісної системи:
а – моноблочна; *б* – роздільно-агрегатна; *1* – масляний бак; *2* – насос;
3 – розподільник; *4* – основний циліндр; *5* – важелі навісної системи;
6 – виносний циліндр

Моноблочна система забезпечує всі види регулювання сільськогосподарських знарядь – силове, висотне, позиційне і комбіноване.

Однак цій системі характерні серйозні недоліки:

– питома вага вище, ніж у роздільно-агрегатній;

– складність установки виносних циліндрів для керування агрегатами, навішують в інших місцях трактора;

– відносно низький робочий тиск – 100 кг/см^2, що пояснюється труднощами ущільнення каналів, виконаних в роз'ємних деталях;

– конструкція приводу не універсальна, вона виконується для конкретного типу трактора.

Роздільно-агрегатна навісна система, що отримала зараз переважне поширення, допускає тільки висотне регулювання глибини обробки. Ця система полегшує організацію масового виробництва уніфікованих гідроагрегатів, які можуть монтуватися на будь-який трактор. За допомогою виносних циліндрів легко забезпечується керування машинами, змонтованими в будь-якому місці трактора. Питома вага системи нижче, ніж у моноблочного привода, так як робочий тиск тут досягає 15 МПа і вище.

Цій системі теж притаманні недоліки:

– велика довжина оливопроводів і можливість їх пошкодження при експлуатації;

– дещо складніший механізм навішування, зазначені вище переваги превалюють над ними.

11.4 Пристрої, що підвищують тягово-зчіпні якості колісних тракторів

Максимальна сила тяги P_φ залежить від зчіпної ваги $G_{зч}$ машини і коефіцієнта зчеплення φ. Відповідно всі заходи щодо підвищення тягових якостей машин можна умовно розділити на дві групи:

– перші збільшують зчіпну вагу трактора;

– другі – зчеплення рушіїв з ґрунтом або дорогою.

Обидва типи заходів можуть використовуватися одночасно, в поєднанні.

За способом застосування всі пристрої, що підвищують тягово-зчіпні якості трактора, можуть бути розділені на:

– ті, що є невід'ємною частиною трактора;

– допоміжні, які відносять до додаткового обладнання трактора.

Тягово-зчіпні якості трактора залежать від фізичних характеристик ґрунту, що визначають її деформацію (опір зсуву і зминання), і конструктивних параметрів трактора – її зчіпної

ваги, колісної формули, розміру рушіїв, тиску повітря в шинах, робочої швидкості та ін.

Взаємодія рушіїв з ґрунтом не тільки визначає динаміку трактора і його продуктивність, але впливає на агротехніку обробки цієї культури. Ущільнення ґрунту і утворення на ній поглиблення (сліду) позначається на розвитку рослини і наступних технологічних операціях – прибирання, міжрядної обробки, а, в кінцевому рахунку, на врожайності вирощуваної культури.

У колісних тракторів з метою зниження питомої тиску на ґрунт і буксування застосовують шини великого профілю та низького тиску. У шинах (21,3R24) тракторів Т-150К на сільськогосподарських роботах рекомендується мати тиск 0,08–0,12 МПа.

За кордоном на ряді моделей тракторів застосовують здвоєні колеса. У тракторів з колісною формулою 4х2 ці колеса встановлюють на задні ведучі півосі, а у тракторів 4х4 – на півосі обох ведучих мостів. Для міжрядної культивації такі колеса розташовують не впритул, а так, щоб відстань між ними дозволяла трактору рухатися в міжряддях, не пошкоджуючи рослини. З цією метою ставлять додаткові півосі. В результаті вирішуються два важливих завдання – збільшується тягове зусилля трактора і знижується питомий тиск на ґрунт.

Здвоєні колеса застосовують на тракторах МТЗ-80 і МТЗ-82 на задніх ведучих осях при роботі на перезволожених ґрунтах і меліорованих торфовищах.

Зчіпну вагу трактора збільшують, застосовуючи:

– баласт;

– довантажувачі ведучих коліс.

В якості баласту використовують:

– чавунні вантажі, що навішуються на ведучі колеса;

– баластну рідину, яку заливають в камери ведучих коліс.

Баластова рідина – зазвичай це вода, а при температурі нижче 5°С – розчин (25 вагових частин хлористого кальцію $CaCl_2$ і 75 вагових частин води) з температурою замерзання –30°С.

Баластування камер рідиною передбачено на тракторах К-701, ЮМЗ-6Л, ЮМЗ-6М, Т-40М і Т-25А і модифікаціях двох останніх моделей.

При використанні здвоєних коліс і при повному баластуванні трактора тягове зусилля може підвищитися до 50% в порівнянні з тракторами на одинарних колесах без баласту.

Баластування трактора, однак, має свої негативні сторони. При переході з великих тягових зусиль на малі тягові зусилля і високі швидкості баласт збільшує втрати на кочення і знижує ККД трактора. Баластування водою пов'язане з витратою часу на доставку води і складанням незамерзаючого розчину в холодну пору. Видалення води повинно бути ретельним, інакше залишки води в камері приведуть до її псування. Зі збільшенням зчіпної ваги трактора шина стає більш жорсткою, глибина сліду і ущільнення ґрунту підвищуються.

Більш досконалим методом збільшення зчіпної ваги трактора слід вважати застосування довантажувачів ведучих коліс (ДВК).

Розрізняють такі типи ДВК:

– механічні;

– гідравлічні.

Принцип їх дії один і той же та заснований на перенесенні частини ваги машини на ведучі колеса трактора.

11.4.1 Механічний довантажувач ведучих коліс

Механічний ДВК (трактори ЮМЗ-6Л, ЮМЗ-6М, Т-40М, Т-40АМ) поміщений на навісному пристрої. Він являє собою нерухомо прикріплену до трактора сережку *1* (рис. 11.7), в якій зроблено кілька отворів для кріплення переднього кінця верхньої тяги *2*. Перерозподіл навантажень на ведучі колеса залежить від нахилу тяги *2*. Для довантаження ведучих коліс слід передній кінець тяги приєднати до одного з нижніх отворів сережки *1*. Чим більше кут α нахилу тяги *2*, тим більше вертикальна складова сила *G*, яка довантажує ведучі колеса.

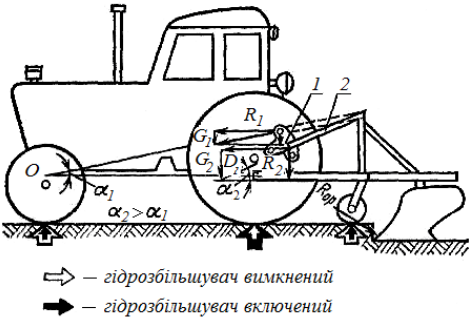
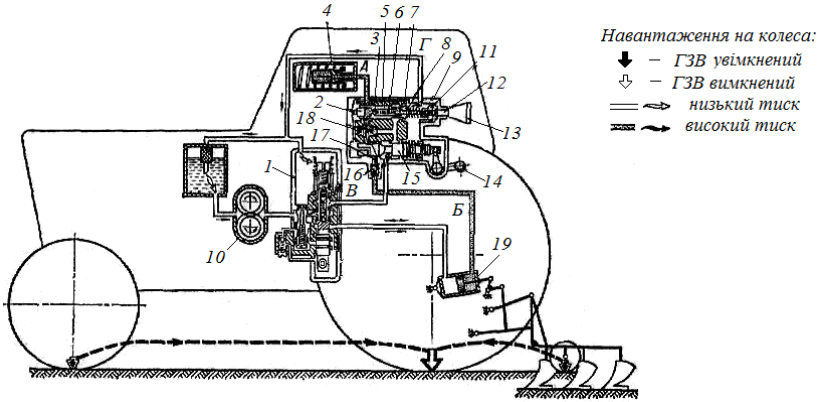


Рисунок 11.7 – Схема механічного довантажувача ведучих коліс:
1 – серга; *2* – верхня тяга навісного пристрою

11.4.2 Гідравлічний довантажувач ведучих коліс

На тракторі МТЗ-80 і його модифікаціях встановлено довантажувач гідравлічного типу, так званий гідрозбільшувач зчіпної ваги (ГЗВ) та працюючий з ним гідроакумулятор. Обидва агрегати включені в гідросистему трактора.

Принцип дії ГЗВ полягає в тому, що при роботі гідросистеми в підйомній порожнині силового циліндра *19* (рис. 11.8 *а*) створюється тиск підпору робочої рідини (оливи), якої недостатньо для підйому навісної машини в транспортне положення, тому копіювання рельєфу опорними колесами зберігається.



а

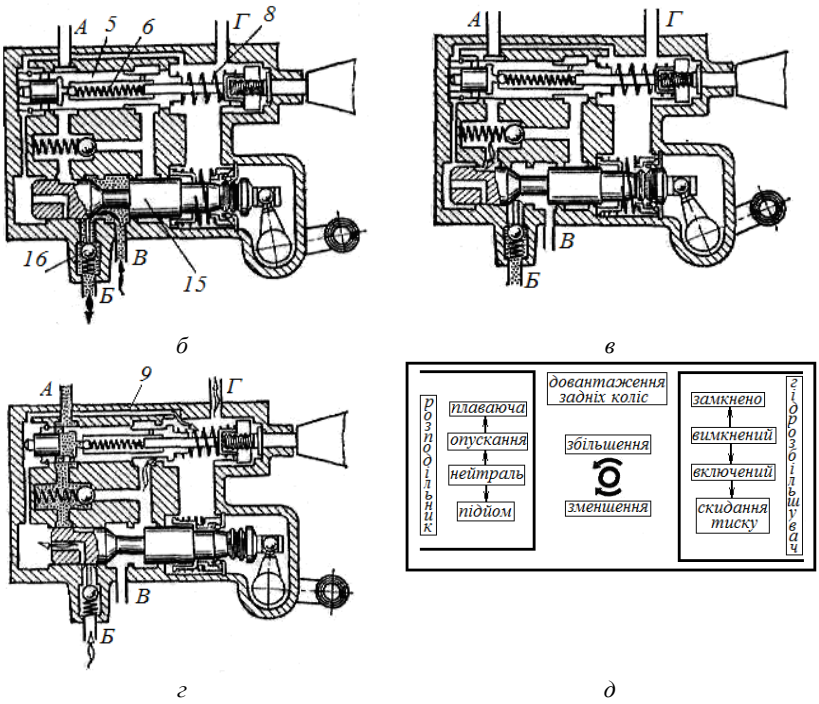


Рисунок 11.8 – Схема гідронавісної системи трактора МТЗ-80 і його модифікацій з гідрозбільшувачем зчіпної ваги: *а* – загальний пристрій; *б* – «ГЗВ вимкнений»; *в* – «замкнено»; *г* – «скидання тиску»; *д* – схема керування гідронавісною системою; *А* – трубопровід ГЗВ (гідроакумулятори); *Б* – трубопровід ГЗВ (силовий циліндр); *В* – трубопровід ГЗВ (розподільник); *Г* – трубопровід ГЗВ (бак); *1* – розподільник; *2* – великий плунжер; *3* – запобіжний клапан; *4* – гідроакумулятори; *5* – золотник; *6* – пружина запобіжного клапана; *7* – малий поршень; *8* – регулювальна пружина; *9* – корпус; *10* – насос; *11* – гайка; *12* – регулювальний гвинт; *13* – маховичок; *14* – рукоятка; *15* – повзун; *16* – зворотний клапан; *17* – штовхач; *18* – зворотний клапан; *19* – силовий циліндр

За рахунок тиску підпору в циліндрі *19* з трактора як би знімається частина його власної ваги, яка передається через навісний пристрій на остов трактора і, отже, на задні ведучі колеса. Це викликає перерозподіл навантаження між передніми і задніми колесами. Таким чином відбувається збільшення зчіпної ваги трактора.

У корпусі *9* ГЗВ розташовані: повзун *15*, золотник *5*, великий плунжер *2*, зворотний *18* і запірний *16* клапани, а зовні – регулювальний гвинт *12* з маховичком *13* і рукоятка *14* вмикання ГЗВ. Рукояткою *14* повзун *15* встановлюється в чотири положення (рис. 11.7 *д*). У перших трьох положеннях повзун утримується кульковими фіксаторами, а в четвертому («скидання тиску») – зусиллям руки, прикладеним до рукоятки *14*.

Гідроакумулятор служить для забезпечення постійного підпору оливи в силовому циліндрі. У кришці *2* (рис. 11.9) кожуха *4* гідроакумулятора жорстко закріплений порожнистий шток *5*. Поршень *6* встановлений на штоку *5*. По поршню може ковзати циліндр *7*, який підтискається пружиною *3*.

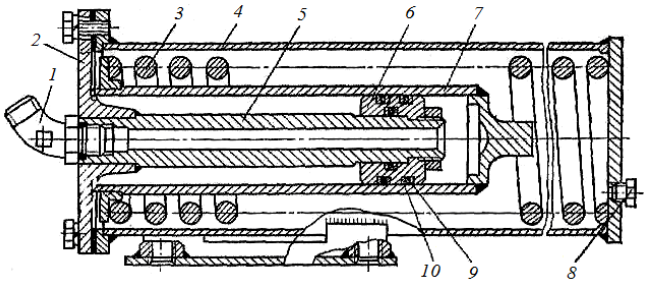


Рисунок 11.9 – Гідроакумулятор: *1* – штуцер; *2* – передня кришка; *3* – пружина; *4* – кожух; *5* – шток; *6* – поршень; *7* – циліндр; *8* – пробка; *9* – кільце ущільнювача; *10* – захисне кільце

При вмиканні ГЗВ по каналу в штоку *5* в порожнину циліндра *7* нагнітається олива. Циліндр *7* переміщається, стискаючи пружину *3*. Тиск оливи, що виникає під дією пружини на циліндр, передається в силовий циліндр, забезпечуючи в ньому необхідний підпір оливи.

Порядок роботи. У положенні «ГЗВ вимкнений» повзун *15* (рис. 11.8 *б*) перекриває доступ оливи до золотника *5*. Від розподільника олива через трубопровід *В*, запірний клапан *16* і трубопровід *Б* йде в силовий циліндр. Управління гідронавісною системою здійснюється розподільником.

Коли ГЗВ увімкнений, золотник розподільника встановлений в положення «підйом», а повзун *15* (рис. 11.8 *а*) рукояткою *14*

зрушать вправо. Золотник *5* утримується в певному положенні дією сил:

– з правого боку пружин *6* і *8*;

– з лівого боку тиском оливи на його торець.

При зрушеному вправо золотнику олива від розподільника *1* по трубопроводу *В* надходить у верхню порожнину ГЗВ і далі по трубопроводу *Г* зливається в бак гідросистеми. Насос працює не створюючи тиску, а гідроакумулятор *4* через ГЗВ з'єднаний з підйомної порожниною силового циліндра *19*. Під тиском оливи, що надходить з гідроакумулятора в циліндр, частина ваги навісної машини переноситься на трактор.

При падінні тиску в підйомній порожнині циліндра *19* через збільшення її обсягу пружини *6* і *8* долають зменшений тиск оливи на торець золотника і зрушують його вліво. Прохід оливи в бак перекривається і вона, своїм тиском відкривши зворотний клапан *18*, надходить в гідроакумулятор *4* і підйомну порожнину циліндра *19*. При досягненні заданого тиску олива зрушує золотник *5* вправо і буде зливатися в бак. Зворотний клапан *18* закриється.

Обертанням маховичка *13* змінюють натяг пружин *6* і *8* і, отже, регулюють тиск підпору в циліндрі *19*, який можна встановити в межах 0,8–2,8 МПа.

У разі якщо тиск в магістралі «гідроакумулятор *4* – силовий циліндр *19*» збільшиться і стане більше на 0,8–1,5 МПа, ніж встановлене маховичком *13*, запобіжний клапан *3* відкриється і частина оливи зіллється в бак.

При переїздах з навісною машиною на великі відстані рукоятку *14* (рис. 11.8 *в*) встановлюють в позицію «замкнено». Повзун *15* зрушить в крайнє ліве положення, що забезпечує закриття клапана *16*. Підйомна порожнина силового циліндра відокремлена від гідросистеми трактора. Це запобігає мимовільному опусканню машини, піднятої в транспортне положення.

Щоб піднята машина опустилася під дією власної ваги, рукоятку *14* (рис. 11.8 *г*) переміщують в позицію «скидання тиску» і утримують рукою. Повзун *15* знаходиться в крайньому правому положенні. Олива, що знаходиться в гідроциліндрі *4*, замкнена повзуном, а олива з порожнини підйому силового

циліндра *19* через отвори в повзунові і корпусі *9* йде на злив. Після опускання машини рукоятку *14* відпускають і повзун *15* автоматично займає позицію «ГЗВ увімкнений».

11.4.3 Знімний напівгусеничний хід

Для підвищення прохідності і тягово-зчіпних властивостей трактора класу 1,4 кН додатково комплектуються знімними напівгусеничний ходами (рис. 11.10). Широко застосовується напівгусеничний хід в зонах великого перезволоження ґрунтів на різних сільськогосподарських і транспортних роботах.

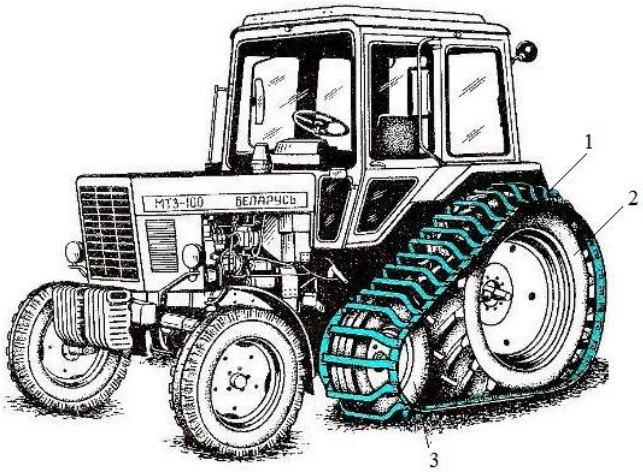
Існують дві основні схеми напівгусеничного ходу:

– знімні (як правило, гумові або гумометалічні) гусеничні стрічки, які застосовуються в комплекті зі знімним натягачем (рис. 11.10 *б*). Натягач, стосовно одного борту, складається з напрямного колеса і системи натягнення, підвішується між передніми і задніми колесами трактора до рукава півосі ведучого моста. Гусенична стрічка при цьому надівається поверх знімного напрямного колеса і стандартного ведучого колеса, демонтаж якого не потрібно;

– гусеничні візки спеціальної конструкції з металевими, гумометалічними або гумовими гусеничними стрічками, монтовані на півосях ведучого моста замість коліс (рис. 11.11).



а



б

Рисунок 11.10 – Напівгусеничний хід у складі ходової частини трактора:
а – трактор Farmall; *б* – трактор МТЗ-100 (МТЗ-102): *1* – гусенична стрічка;
2 – ведуче колесо; *3* – натяжне колесо

Знімний напівгусеничний хід, що наведено на рисунку 11.10 *б*, складається з:

– двох гумовометалевих гусениць;

– лівого і правого натяжного пристроїв.

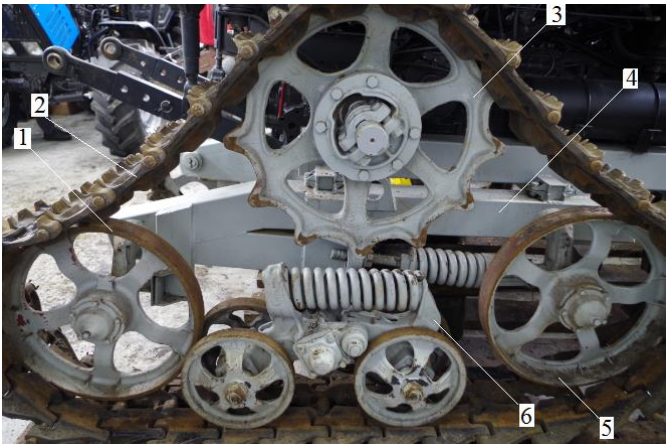
Гусениця *2* являє собою замкнутий ланцюг, що охоплює ведуче *1* і натяжне *3* колеса.

Вона складається з двох гумовотканинних стрічок із закріпленими на них сталевими ґрунтозачепами. Внутрішня сторона ряду ґрунтозачепів забезпечена бобишками для зачеплення з ґрунтозачепами шини ведучого колеса трактора.

У кожний натяжний пристрій входять натяжне колесо, підвішене шарнірно між ведучим і веденим колесами, і пружинний амортизатор з гвинтом для регулювання натягу гусениць.



а



б

Рисунок 11.11 – Гусеничний візок: *а* – трактор МТЗ -80 на полі зі знаряддями; *б* – візок: *1, 5* – опорний коток візка; *2* – металева гусениця; *3* – ведуче колесо (зірочка); *4* – напіврама; *6* – каретка

Найбільш досконалим способом підвищення ККД і тягово-зчіпних якостей колісного трактора є установка приводу до передніх ведучих коліс (трактори К-701, Т-150К, МТЗ-82, Т-40АМ). Порівняння тягових зусиль тракторів МТЗ-80 і МТЗ-82 при одному і тому ж буксуванні показує, що збільшення тягового зусилля у трактора МТЗ-82 становить близько 35%. Показники тракторів 4х4 можуть бути ще вище, якщо використовувати баластування і ДВК (ГЗВ).

Привід на передні ведучі колеса не вимагає переналадок і трудомістких операцій для використання в різних умовах і режимах експлуатації – він завжди готовий до використання. Разом з тим трактори 4х4 мають відносно великі первісну вартість, витрати на технічне обслуговування і ремонт.

Широкопрофільні шини низького тиску, здвоєні колеса, напівгусеничний хід зменшують буксування і ущільнення вологого рихлого ґрунту.

Середній тиск гусеничного рушія на ґрунт визначається як частка від ділення експлуатаційної ваги трактора, що припадає на опорну поверхню гусениці. Він менше, ніж у колісного трактора, і знаходиться для звичайних тракторів в межах 0,04–0,05 МПа.

Дійсний тиск гусеничного рушія на ґрунт, що має найбільший вплив на прохідність і деформацію ґрунту, більше середнього тиску і залежить від конструкції гусеничного рушія, тягового навантаження, ґрунтових умов. Розподіл дійсного тиску по довжині опорної поверхні гусениць нерівномірний і, наприклад, різко збільшується під опорними котками у тракторів з еластичною підвіскою. Розподіл дійсних тисків по опорній довжині гусеничного рушія з напівжорсткою підвіскою більш рівномірний, ніж з еластичною. При роботі на сильно перезволожених болотистих ґрунтах з низькою несучою здатністю прохідність базового гусеничного трактора недостатня. Тому для роботи на них використовують гусеничні болотохідні трактори, середній тиск яких приблизно в 2 рази менше, ніж у базових гусеничних тракторів.

Тиск гусеничних тракторів на ґрунт знижують в результаті збільшення ширини і опорної довжини гусениць.

На базі гусеничних тракторів ДТ-75В і Т-130 випускаються болотохідні трактори ДТ-75Б і Т-130БГ-3. Середній тиск на ґрунт гусениць трактора ДТ-75Б дорівнює 0,023 МПа, а у трактора Т-130БГ-3 – 0,029 МПа.

Прохідність звичайних тракторів на вологих і пухких ґрунтах підвищують прикріпленням спеціальних уширювачів.

Перелік посилань

1. Лебедєв А. Т., Антощенков В. М., Бойко М. Ф. та ін. Трактори та автомобілі. Шасі : навч. посіб. / за ред. проф. А. Т. Лебедєва. К. : Вища освіта, 2004. Ч.3. 336 с.

2. Ксеневич И. П., Шарипов В. М., Арустамов Л. Х. и др. Тракторы. Конструкция : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные средства» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / под общ. ред. И. П. Ксеневича, В. М. Шарипова. М. : МГТУ «МАМИ», 2001. 821 с.

3. Гуревич А. М. Тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983.

4. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М. : Машиностроение, 1968.

5. Скотников В. А. Новые тракторы и автомобили. М. : Колос, 1983.

6. Гуськов В. В. Тракторы. Теория. М. : Высшая школа, 1977. Ч.2.

Запитання для самоперевірки знань

1. За якими ознаками класифікуються вали відбору потужності?

2. Що характеризує роботу залежних валів відбору потужності?

3. Що характеризує роботу синхронного вала відбору потужності?

4. Які розрізняють схеми навішування сільськогосподарських машин?

5. Яким чином здійснюється керування навісною системою?

6. Якими заходами можливо збільшити зчіпну вагу трактора?

7. Що собою являє механічний довантажувач ведучих коліс?

8. Що собою являє гідравлічний довантажувач ведучих коліс?

9. З яких частин складається знімний напівгусеничний хід трактора?

Додаток А

Паливний насос високого тиску дизельних двигунів фірми Bosch

В системах живлення паливом ДВЗ сучасних колісних та гусеничних тракторів використовуються наступні ПНВТ і системи (рис. А.1) [1, 2]:

– багатоплунжерні рядні А, Р, MW;
– розподільного типу з аксіальним плунжером VE;
– роторні розподільного типу VR;
– модульна система з індивідуальними ТНВД UPS;
– система з насос-форсунками VIS;
– система Common Rail CR.

Характеристики паливних систем дизелів наведені в таблиці А.1

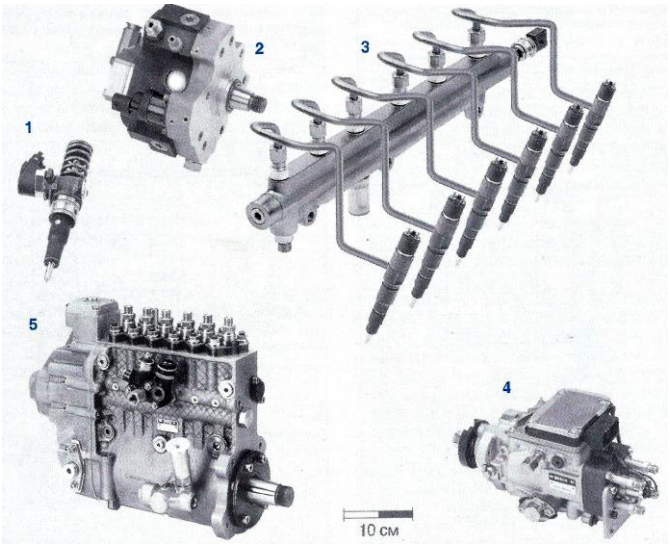
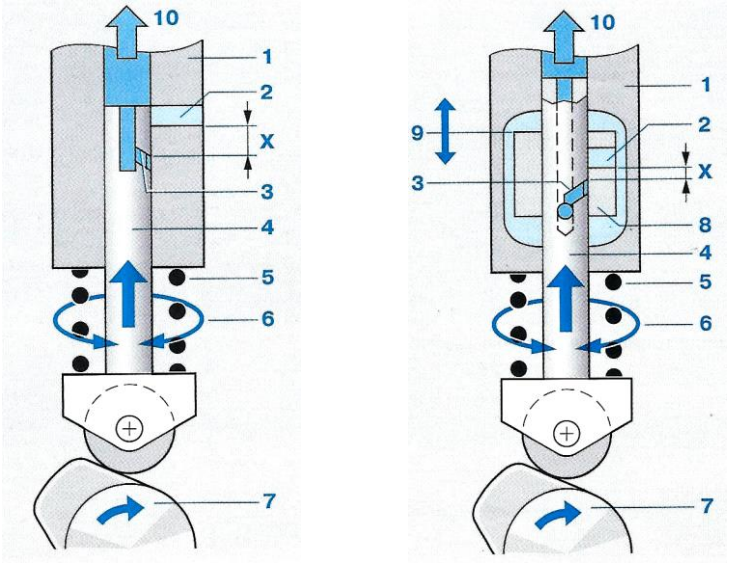


Рисунок А.1 – Компоненти різних дизельних паливних систем фірми Bosch: *1* – насос-форсунка; *2* – ПНВТ системи Common Rail; *3* – акумулятор палива системи Common Rail; *4* – ПНВТ розподільного типу; *5* – рядний багатоплунжерний ПНВТ

Таблиця А.1 – Характеристики паливних систем дизелів

Тип паливної системи	Впорскування палива				Показники двигуна			
	Циклова подача, $мм^3$	Максимальний тиск впорскування, бар	Тип регулятора: m – механічний; e – електронний; MV – з електромеханічним клапаном	DI – безпосереднє впорскування; IDI – впорскування в передкамеру	VE – попереднє впорскування; NE – вторинне впорскування	Кількість циліндрів двигуна	Максимальна частота обертання колінчастого валу, $хв^{-1}$	Максимальна циліндрова потужність, кВт/циліндр
Рядні ПНВТ								
A	120	750	m	DI/ IDI	–	2…12	2800	27
P	250	950–1300	m, e	DI	–	4…12	2500	55
MW	150	1100	m	DI	–	4…8	2600	36
ПНВТ з розподільного типу з аксіальним плунжером								
VE-M	125	800	e, MV	DI	–	4,6	2600	30
Роторні ПНВТ								
VR	175	1500	e, MV	DI	–	4,6	3300	45
Акумуляторна система Common Rail								
CR	400	1400	e, MV	DI	VE/ NE	6…16	2800	200

Схеми ПНВТ з елементами конструкції наведені на рисунках А.2–А.5.



а *б*

Рисунок А.2 – Схема елементів конструкції багатоплунжерного ПНВТ: *а* – стандартний рядний; *б* – рядний з регулювальною втулкою; *1* – втулка; *2* – впускний отвір; *3* – спіральна відсічна кромка; *4* – плунжер; *5* – зворотна пружина; *6* – поворот плунжера при переміщенні рейки; *7* – кулачковий вал; *8* – дозуюча муфта; *9* – напрямок руху регулювальної втулки під дією приводного штоку; *10* – подача палива до форсунки; X – активний хід плунжера

При русі плунжера доверху (рис. А.2 *а*), коли впускний отвір *2* закрито верхньою кромкою плунжера, починається формування високого тиску. Цей момент називається геометричним початком подачі. При цьому плунжер продовжує рухатись доверху та збільшує тиск до такої величини, коли форсунка відкривається і відбувається впорскування палива у циліндр. Дозуюча муфта *8* (рис. А.2 *б*) переміщується по плунжеру та змінює величину його ходу до закритого впускного отвору (момент підходу відсічної кромки до впускного отвору) і разом з цим активний хід плунжера X.

ПНВТ розподільного типу мають тільки одну плунжерну пару для всіх циліндрів двигуна. Паливопідкачуючий насос лопатного типу (насос низького тиску) подає паливо в камеру високого тиску *6* (рис. А.3, А.4). Створення високого тиску забезпечується або аксіальним плунжером *4* (рис. А.3), або декількома плунжерами *4*, які розташовані радіально (рис. А.4). Плунжер відкриває та закриває прорізі *8* і зливні отвори, здійснює при цьому розподіл палива по окремих циліндрах двигуна через форсунки *7*. Тривалість впорскування палива може бути змінена шляхом зміни положення дозуючої муфти *5* (рис. А.3) або електромагнітного клапана *5* керування подачею (рис. А.4).

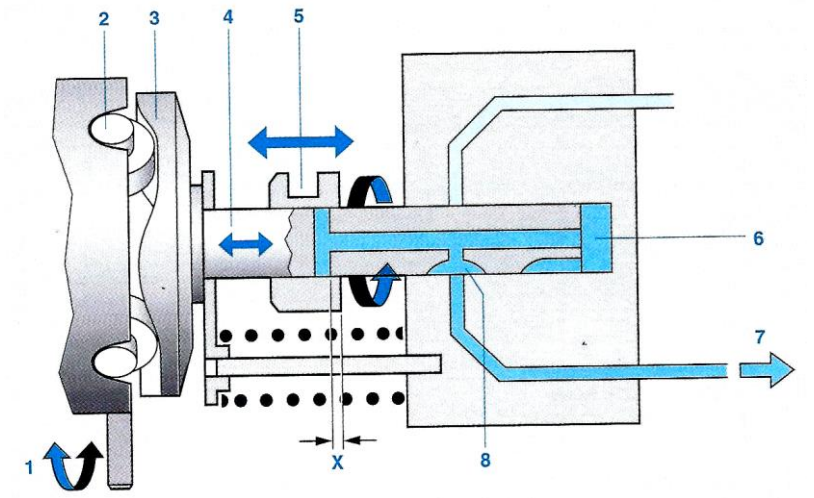


Рисунок А.3 – Схема елементів конструкції ПНВТ розподільного типу з аксіальним плунжером: *1* – поворот кільця з роликами; *2* – ролик; *3* – кулачкова шайба; *4* – аксіальний плунжер; *5* – дозуюча муфта; *6* – камера високого тиску; *7* – вихід палива до форсунки; *8* – розподільна прорізь; X – активний хід плунжера

Привід кулачкової шайби *3* (рис. А.3) здійснюється кільцем з роликами *1*, яке отримує обертання від колінчастого валу двигуна. Кількість кулачків на торці кулачкової шайби відповідає числу циліндрів двигуна. Ролики *2* набігають на кулачки у

кулачковому кільці *1*, у наслідок чого плунжер здійснює обертальний зворотно-поступальний рух. За один оборот приводного валу плунжер здійснює кількість ходів, рівне числу циліндрів двигуна.

В роторних ПНВТ замість кулачкової шайби застосовується насосна секція з кулачковим кільцем (кільце з внутрішніми кулачками *3*, рис. А.4) і двома або чотирма радіальними плунжерами *4*, яка забезпечує створення високого тиску. В роторних ПНВТ може бути досягнуто більш високий тиск, ніж у ПНВТ з аксіальним плунжером. Кулачкове кільце може обертатися автоматом випередження впорскування палива *1*. Початок і тривалість процесу впорскування у всіх роторних ПНВТ керується електромагнітним клапаном керування подачею.

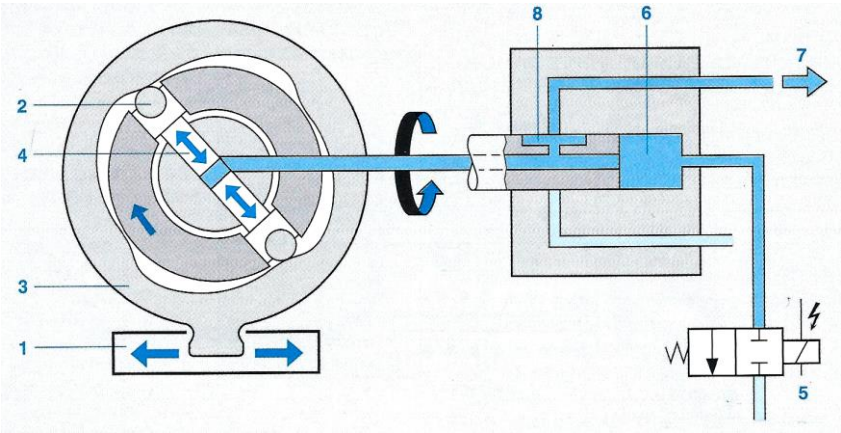


Рисунок А.4 – Схема елементів конструкції роторного ПНВТ розподільного типа: *1* – виконавчий пристрій автомата випередження впорскування палива (поворот кулачкового кільця); *2* – ролик; *3* – кулачкове кільце; *4* – радіальний плунжер; *5* – електромагнітний клапан керування подачею палива; *6* – камера високого тиску; *7* – вихід палива до форсунки; *8* – розподільна прорізь

У паливній системі з насос-форсунками ПНВТ і форсунка створюють єдиний блок (рис. А.5). Насос-форсунки для кожного циліндра встановлюються у голівки блока циліндрів і приводяться безпосередньо кулачками розподільного валу або через штовхачі. У порівняні з рядними насосами і ПНВТ розподільного типу насос-форсунки дозволяють отримати значно

більший тиск впорскування палива (до 2500 бар) за рахунок відсутності трубопроводів високого тиску. Параметри впорскування палива насос-форсунками розраховуються ЕБК і регулюються відкриттям і закриттям електромагнітного клапана керування подачею.

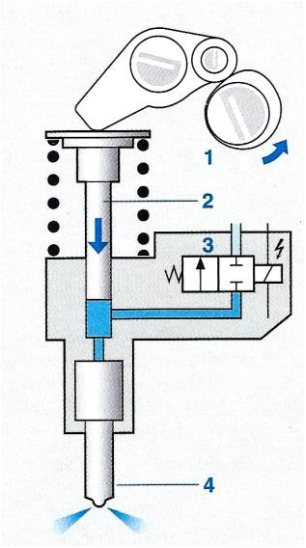


Рисунок А.5 – Схема елементів конструкції насос-форсунки: *1* – кулачок привода; *2* – плунжер насоса; *3* – електромагнітний клапан керування подачею; *4* – розпилювач палива

У модульній паливній системі з індивідуальними ПНВТ (рис. А.6) форсунка *2* з'єднується з насосною частиною коротким паливопроводом *3* високого тиску, який точно підібраний до відповідних елементів системи. Розділення блоку створення високого тиску і впорскування (форсунки) спрощує встановлення їх на двигуні. Паливна система такого типу передбачає комплект приладів для кожного з циліндрів двигуна. Привід ПНВТ кожного з циліндрів здійснюється від розподільного валу *6* двигуна. Керування тривалістю і початком процесу впуску в паливній системі з індивідуальними ПНВТ здійснюється системою електронного керування за допомогою електромагнітного клапана керування подачею *4*.

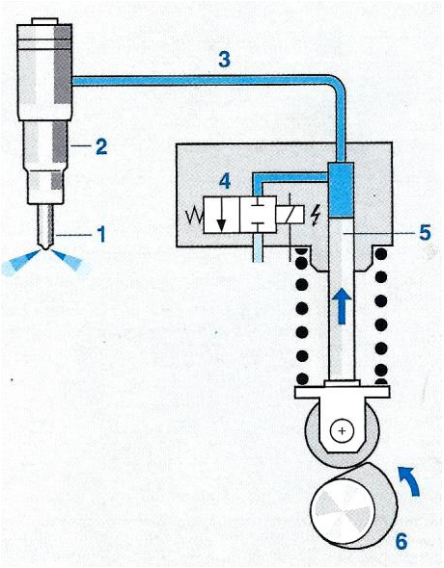


Рисунок А.6 – Схема елементів конструкції модульної паливної системи з індивідуальними ПНВТ: *1* – розпилювач форсунки; *2* – корпус форсунки; *3* – лінія високого тиску; *4* – електромагнітний клапан; *5* – плунжер; *6* – кулачок приводу

В акумуляторній системі Common Rail процеси створення тиску і впорскування палива розділені (рис. А.7). Тиск впорскування створюється і регулюється ПНВТ *1* і в основному не залежить від частоти обертання колінчастого валу двигуна і циклової подачі палива. Тиск в акумуляторі *2* постійно підтримується на рівні, що забезпечує впорскування палива. Акумуляторна система забезпечує максимальну гнучкість в реалізації процесу впорскування палива. Кожний циліндр двигуна має свою форсунку *4*. Керування процесом впорскування здійснюється електромагнітним клапаном *3* при його відкритті та закритті, а момент початку впорскування і кількість палива, що впорскується (циклова подача), розраховується ЕБК.

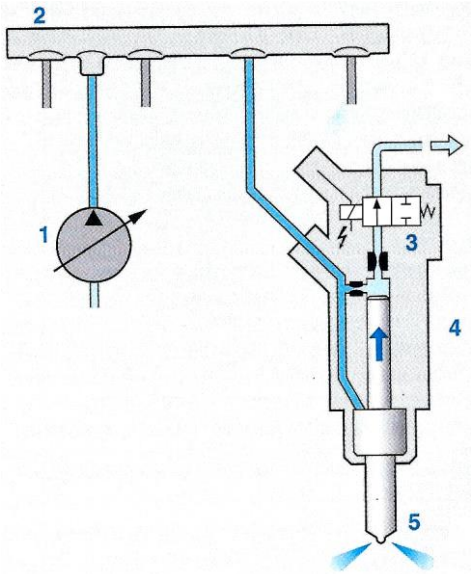


Рисунок А.7 – Схема елементів конструкції системи Common Rail:
1 – ПНВТ; *2* – акумулятор палива; *3* – електромагнітний клапан керування;
4 – форсунка; *5* – розпилювач

Перелік посилань

1. Электронное управление дизельными двигателями. Bosch : учеб. пособие / пер. с англ. М. : ЗАО «Легион – Автодата», 2006. 96 с.

2. Дизельные аккумуляторные топливные системы Common Rail : учеб. пособие / пер. с англ. М. : ЗАО «Легион – Автодата», 2005. 48 с.

Додаток Б

Система впорскування палива «Deutz Common Rail»

У системі «Deutz Common Rail» (DCR) використано два насоса, що подають паливо під високим тиском в рампу (акумулятор палива) (рис. Б.1) [1]. Насоси приводяться до дії розподільним валом двигуна. Форсунки з електронним керуванням впорскують паливо у камери згорання циліндрів.

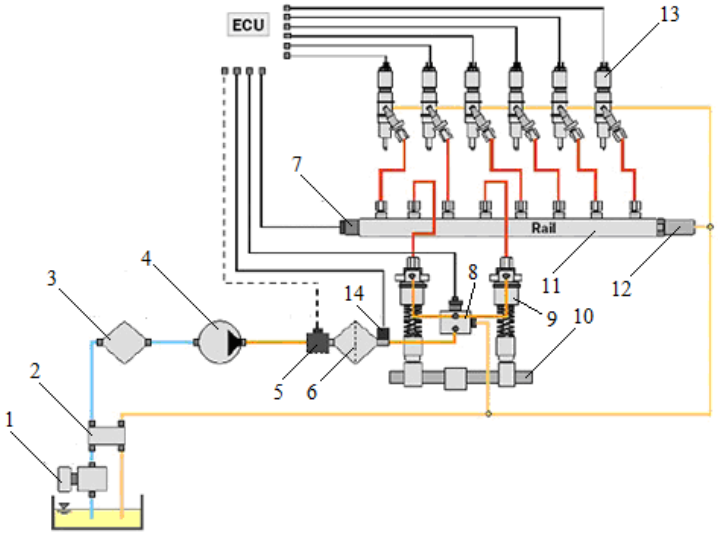


Рисунок Б.1 – Схема системи DCR: *1* – ручний підкачуючий насос; *2* – термостатичний клапан; *3, 6* – фільтр; *4* – насос низького тиску; *5* – прилад підігріву палива; *7* – датчик тиску в акумуляторі; *8* – пристрій контролю палива; *9* – насос високого тиску; *10* – розподільний вал; *11* – акумулятор палива (рампа); *12* – клапан контролю тиску; *13* – форсунка; *14* – датчик тиску; ECU – електронний блок керування

Трактори DEUTZ-FAHR нової серії 6G оснащені двигуном Deutz TCD 2012, який забезпечує високу продуктивність і максимальну надійність. Двигун має ряд сучасних технічних рішень, в тому числі електронне управління системою впорскування DCR (рис. Б.2) [2].

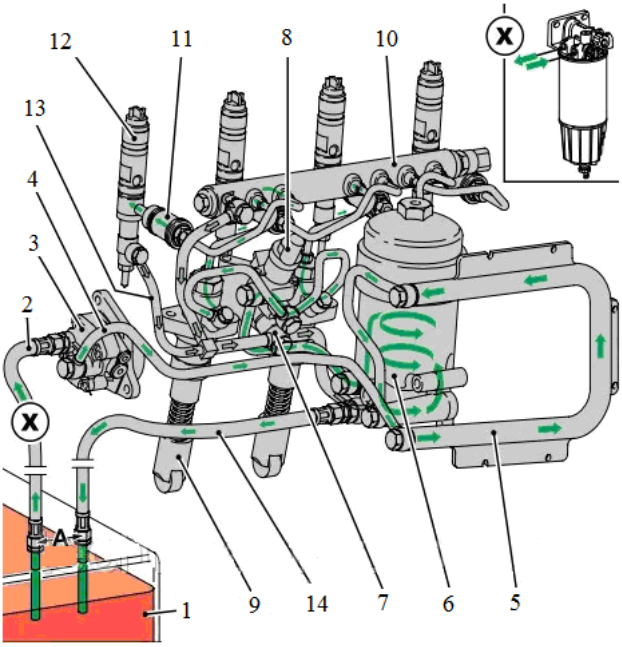


Рисунок Б.2 – Система DCR двигуна трактора DEUTZ-FAHR серії 6G:
1 – паливний бак; *2* – трубопровід до паливопідкачуючого насосу; *3* – паливний насос; *4* – трубопровід до паливного фільтра; *5* – охолодження палива до блока керування; *6* – паливний фільтр; *7* – зворотній трубопровід; *8* – контрольний прилад; *9* – ролики штовхача; *10* – акумулятор палива (рампа); *11* – паливопровід високого тиску до форсунки; *12* – форсунка; *13* – трубопровід для зливу палива, що просочилося; *14* – відведення палива до паливного баку;
А – трубопровід зливу палива; Х – фільтрація палива перед насосом низького тиску

Перелік посилань

1. DVERT® Technology. Fuel injection systems. https://www.deutzusa.com/products/technology-concepts/dvertr/fuel-injection.

2. Тракторы DEUTZ-FAHR. https://www.deutz-fahr.com/ru-ru/products/tractors/6305-6g-series.

Додаток В

Паливний насос високого тиску з електронним керуванням цикловою подачею палива

Соленоїдний привід рейки ПНВТ

Замість регулятора відцентрового типу може використовуватися електронний регулятор для ПНВТ з рядним розташуванням плунжерних пар, в якому є соленоїдний привід з безконтактним індуктивним датчиком, що визначає положення рейки насоса (рис. В.1) [1].

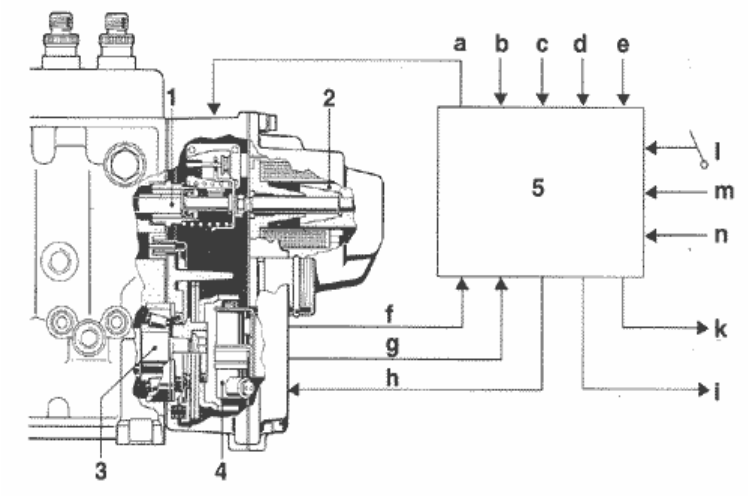


Рисунок В.1 – ПНВТ з електронним керуванням цикловою подачею палива:
1 – рейка; *2* – виконавчий механізм; *3* – кулачковий вал; *4* – датчик частоти обертання колінчастого вала; *5* – ECU.
Вхідні/вихідні величини: a – відключення при надмірній подачі; b – підвищення тиску; c – швидкість руху автомобіля; d – температура (вода, повітря, паливо); e – зміна кількості палива, що впускається; f – швидкісний режим; g – переміщення рейки; h – положення соленоїда; i – індикатор витрати палива і частоти обертання; k – діагностика; I – положення дроселя; m – заданий швидкісний режим; n – зчеплення, гальма, гальмування двигуном

Соленоїдний виконавчий механізм приводиться в дію за допомогою ECU, який порівнює становище дросельної заслінки, частоту обертання і деяке число додаткових факторів з робочими характеристиками з метою визначення правильної кількості палива, що подається (виражається як функція положення рейки). За допомогою електронного контролера порівнюється положення рейки насоса з конкретною точкою для визначення значення струму збудження соленоїда, який стискає зворотну пружину. Коли звичайне явище обумовлено, регулюється струм збудження, забезпечуючи зміщення рейки насоса до більш точного положення.

Індуктивний вимірювальний перетворювач частоти обертання колінчастого вала керує положенням колеса, що встановлюється на кулачковому валу; ECU використовує імпульсні інтервали для обчислення частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Переваги електронного регулятора:

– двигун може запускатися й зупинятися за допомогою ключа запалювання;

– вільний вибір зовнішніх швидкісних характеристик;

– максимальна кількість палива, що впорскується, точно скоординовано з тиском наддуву для дотримання норм на димність відпрацьованих газів;

– можливість коригування в залежності від температур повітря і палива;

– збагачення суміші під час пуску;

– контроль частоти обертання колінчастого вала двигуна для допоміжних пристроїв;

– засіб управління рухом на маршруті;

– регулювання максимальної швидкості руху автомобіля;

– стабілізація частоти обертання на холостому ходу двигуна;

– регулювання сили тяги (ASR) при автоматичній коробці передач;

– передача сигналу для тахометра і дисплея витрати палива;

– інтегральна діагностика відмов.

Привід рейки ПНВТ лінійним кроковим двигуном

Запропонована конструкція електронного регулятора частоти обертання колінчастого вала для підвищення якості керування паливоподачею та поліпшення параметрів роботи двигуна за рахунок високих точнісних і динамічних показників позиціонування дозуючої рейки паливного насосу (рис. В.2) [2].

Електронний регулятор керування подачею палива складається з наступних частин:

– виконавчого механізму;

– електронного блоку керування;

– датчиків: частоти імпульсів обертання кулачкового вала насоса (ДІКВ); положення керуючого органа (ДПК); температурного режиму двигуна (ДТР); аварійного тиску оливи у системі змащування двигуна (ДТО).

Запропонована конструкція у якості виконавчого механізма містить лінійний кроковий двигун без редукторного типу, якір-штовхач якого з'єднаний жорстким зв'язком з рейкою паливного насоса.

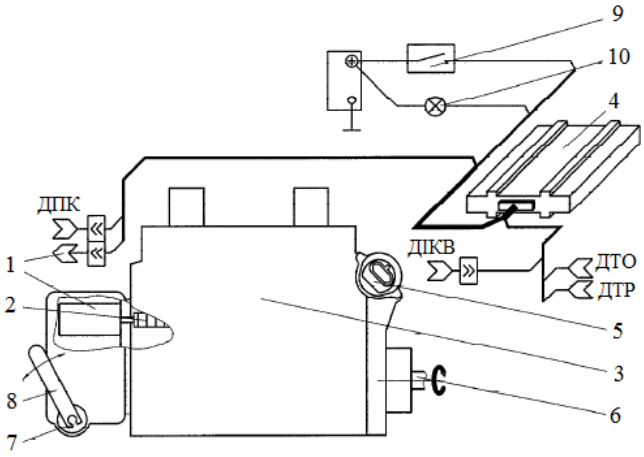


Рисунок В.2 – Електронний регулятор подачею палива у дизелі:
1 – лінійний кроковий двигун; *2* – рейка ПНВТ; *3* – ПНВТ; *4* – електронний блок керування; *5* – датчики імпульсів частоти обертання кулачкового валу; *6* – кулачковий вал; *7* – керуючий орган; *8* – тяга важеля керування; *9* – клавіша «Старт/Стоп»; *10* – контрольна лампа «Несправність»

Лінійний кроковий двигун поєднаний з датчиком положення якоря-штовхоча, що забезпечує сумісно з електричною редукцією позиційного кроку поєднання високої швидкодії крокового двигуна з малою динамічною похибкою (коливання при пуску, гальмуванні, реверсі якоря-штовхача).

Електронний регулятор керує лінійним кроковим двигуном, а також вмиканням і вимиканням головного реле. При натисканні клавіші *9* «Старт/Стоп» контролер електронного блоку керування *4* включає головне реле, через яке електричне живлення поступає на інші елементи системи. При цьому відбувається самодіагностика систем контролера електронного блоку керування *4* і зовнішньої периферії (датчиків, крокового двигуна), збір інформації о параметрах запуску двигуна (температурний режим, положення важеля керування), позиціонується в положення пуску дозуюча рейка *2*, після чого при відсутності несправностей двигун знаходиться у стані готовності до пуску. Пуск двигуна здійснюється за допомогою клавіші «Стартер» (клавіша та ланцюг електричного живлення не наведено). При повторному натисканні клавіші «Старт/Стоп» контролер подає сигнал на лінійний кроковий двигун *1* про позиціонування рейки *2* у положення повного припинення подачі палива і після зупинки двигуна виключає головне реле.

При роботі двигуна за сигналами датчика положення керуючого органа *7* задаються бажані режими роботи двигуна на зовнішню загрузку, вони є первинними. Для визначення дійсного режиму двигуна данні датчика *7* підсумовуються з поточним значенням датчика *5* і розраховується ступінь керуючого впливу на кроковий двигун *1*.

Перелік посилань

1. Управление работой дизельного двигателя. https://toyota-club.net/files/2004/04-04-10_rem_diesel.htm.

2. Электронный регулятор управления подачей топлива в дизеле : пат. 2299342. http://www.freepatent.ru/patents/2299342.

Додаток Г

Типи трансмісій в тракторах John Deere

Актуальні сучасні моделі тракторів американської корпорації John Deere укомплектовані наступними типами трансмісій [1–3].

Механічна трансмісія – PowerSync та PowrQard Plus. Представлений тип встановлюється на агрегатах 6M і 6R.

Серед її переваг:

– синхронізація діапазонів і передач;

– керування забезпеченням однодіапазонним важелем, за допомогою якого здійснюється функція виключення зчеплення і вибору передач за допомогою кнопок;

– наявність технології SoftShift забезпечує плавне перемикання швидкості, навіть під навантаженням.

Ступінчаста механічна КПП – PowrQuad-Plus, яка має один важіль для перемикання 5-ти синхронізованих діапазонів і 4-х передач всередині кожного діапазону, що перемикаються під навантаженням без розриву потоку потужності, за допомогою електрогідравлічного керування.

Трансмісія PowrQuad-Plus пропонується в модифікації 20/20 або 24/24 (розробки 40K, 50K) і забезпечує швидке перемикання передач (рис. Г.1). Всі передачі та діапазони синхронізовані.



Рисунок Г.1 – Механічна коробка передач PowrQuad-Plus

Роботизована трансмісія – AutoQuad і Automatic PowerShift. Модель AutoQuad Plus має ті ж характеристики, що і AutoQuad, але доповнена функцією EcoShift, яка дозволяє працювати на

високій швидкості при малих обертах двигуна, що зменшує витрату палива та підвищує комфорт. Тим самим функція EcoShift економить паливо до 20%, зменшує на 23% шкідливі викиди в атмосферу. Для сільськогосподарських робіт найкраще підходить модифікація Deere e23 (рис. Г.2, Г.3).

Трансмісія e23 поєднує в собі переваги механічної трансмісії та простоту використання трансмісії AutoPowr. Десять передач повністю силового перемикання доступні в основному робочому діапазоні (5–16 км/год) для максимальної сили тяги в поле при оптимальних оборотах. Вона замінила такі популярні раніше моделі як Automatic PowerShift.

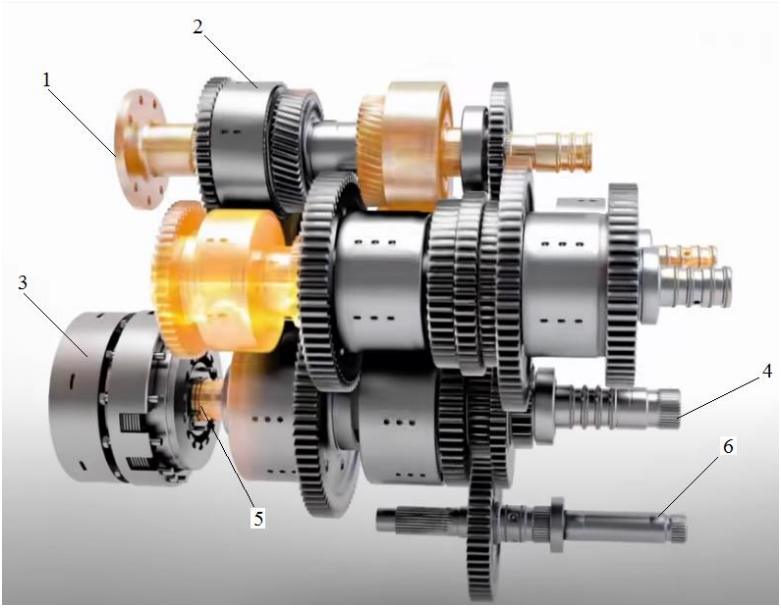


Рисунок Г.2 – Коробка передач трансмісії e23 серія 8R трактора John Deere з технологією PowerShift (PowerShift – зміна потужності) – вид в одному з робочих станів: *1* – вхідний вал; *2* – муфта вмикання реверса; *3* – привод стоянкового гальма; *4* – вихідний вал; *5* – вал приводу переднього моста, що підключається



Рисунок Г.3 – Коробка передач трансмісії e23 серія8R трактора John Deere з технологією PowerShift (PowerShift – зміна потужності) – загальний вид: A – вхідний вал; B – муфта низької швидкості; C – муфта високої швидкості (не видно); D – муфта реверсивного ходу; E – муфти швидкості S1; F – муфти швидкості S2; G – муфти швидкості S3 і S4; H – муфти високої та низької швидкості; I – муфти діапазонів R2; J – муфти діапазонів R3; K – гідростатичний насос і задній ВВП; L – стоянкове гальмо; N – вихід заднього диференціала; M – муфта механічного переднього приводу (МПП); O – передній ВВП

Безступінчаста трансмісія **(**коробка передач AutoPowr**)** – хороший варіант для нових моделей сільськогосподарської техніки John Deere (рис. Г.4) [3].



Рисунок Г.4 – Коробка передач трансмісії AutoPowr IVT:
A – вхідний вал; B – перша сонячна привідна шестерня; C – друга сонячна привідна шестерня; D – приводна шестерня водила планетарного ряду; E – передній двоступінчастий планетарний ряд; F – вузол водила планетарної передачі; G – планетарний вузол гальма заднього ходу; H – муфти високої та низької швидкості; I – планетарна вторинна шестерня; J – вузол перемикання передач приводу C2/C1; K – гідростатичний модуль; L – муфта МПП; M – вихідний вал МПП; N – стоянкове гальмо; O – вихід заднього диференціала; P – ВВП і вихідний вал приводу насоса; Q – вихід допоміжного приводу

Коробка передач AutoPowr – досить надійний і практичний вузол, як при транспортних, так і при польових роботах. Перевага цього пристрою в тому, що воно швидше реагує на зміну навантажень.

AutoPowr – автоматична безступінчаста гідростатико-механічна коробка передач. Агрегат використовує в собі комбінацію механічної та гідростатичної потужності, дозволяє оптимально поєднувати характеристики двигуна з різними режимами експлуатації трактора, як при транспортних, так і на польових роботах.

На трактор може встановлюватися коробка передач AutoPower з діапазоном швидкостей від 0,05 до 40 км год або від 0,05 до 50 км/год.

Трактори ряду John Deere відрізняються також додатковими елементами трансмісії. Це зменшувачі ходу і система, що дозволяє знизити витрати палива і оптимізувати роботу трактора під умови руху (комплекс Efficiency Manager).

Кінематичні схеми трансмісії класичної компоновки та з гідпропідтискними муфтами наведені на рисунках Г.5 та Г.6 [4].

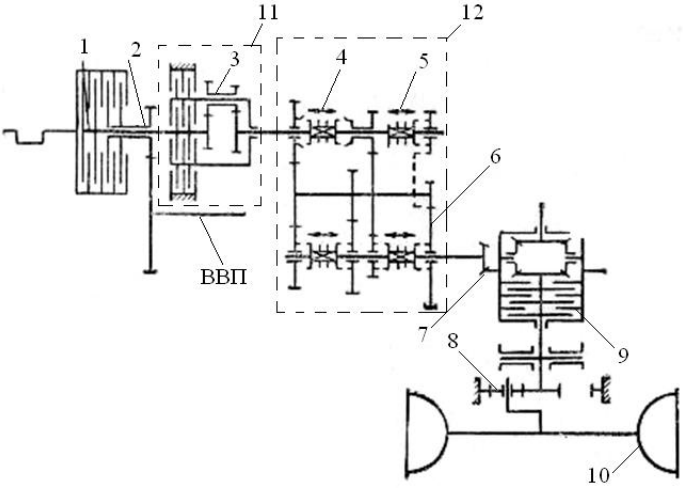


Рисунок Г.5 – Схема трансмісії «Квадренж» фірми John Deere:
1 – головна муфта зчеплення; *2* – муфта ВОМ; *3* – блок шестерень; *4* – синхронізована двоступінчаста передача; *5* – реверс; *6* – шестерня; *7* головна центральна конічна передача; *8* – кінцева передача з рухомими осями шестерень; *9* – фрикційний механізм блокування диференціала; *10* – колесо; *11* – збільшувач обертального моменту; *12* – коробка передач

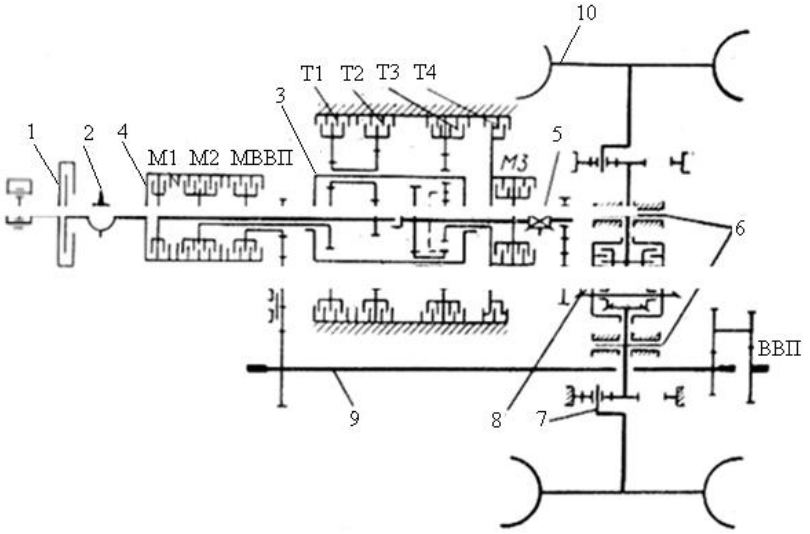


Рисунок Г.6 – Схема трансмісії «Пауер-Шифт» фірми John Deere:
1 – муфта зчеплення; *2* – насос; *3* – коробка передач; *4* – блок фрикційних муфт (М1, М2, МВВП – муфта валу відбору потужності); *5* – зубчаста муфта; *6* – гальма трактора; *7* – кінцева передача; *8* – головна передача; *9* – привід ВВП; *10* – колеса; Т1-Т4 – дискові гальма елементів планетарних рядів коробки передач

Перелік посилань

1. Виды трансмиссий в тракторах John Deere. https://cheline.com.ua/news/society/vidy-transmissij-v-traktorah-john-deere-233301.

2. Краткие сведения о новинках зарубежного тракторостроения. https://bstudy.net/644064/tehnika/kratkie_svedeniya_novinkah_zarubezhnogo_traktorostroeniya.

3. Автоматична безступінчаста гідростатико-механічна коробка передач John Deere AutoPowr. https://traktorist.ua/articles/332-avtomatichna-bezstupinchata-gidrostatiko-mehanichna-korobka-peredach-john.

4. Львовский К. Я., Черпак Ф. А., Серебряков И. Н., Щельцын Н. А. Трансмиссии тракторов. М. : Машиностроение, 1976. 280 с.

Додаток Д

Трансмісії тракторів Fend

Трансмісія трактора Fendt серії Favorit 800

На тракторі Fendt Серії Favorit 800 (рис. Д.1) встановлюється трансмісія «Турбо-шифт» (рис. Д.2), яка поєднує в собі сучасні технології турбомуфти з перевагами коробки передач без розриву потоку потужності. Дана конструкція забезпечує м'яке зрушення з місця і перемикання передач. Керування здійснюється всього одним важелем.

Трактори оснащуються двошвидкісними валами відбору потужності – 750 і 1000 хв$^{-1}$, який розташований ззаду та 540 і 1000 хв$^{-1}$, який розташований спереду.

Трактори мають систему автоматичного керування вмиканням і вимиканням блокування диференціала переднього ведучого моста. Автоматичне блокування диференціала вмикається, коли різниця швидкостей обертання передніх коліс досягає 18% або коли кут повороту коліс менше 15°. При швидкості руху понад 15 км/год система вимикається.



Рисунок Д.1 – Трактор Fendt серії Favorit 800
(для серії 822: двигун Deutz-Motor; 6 циліндрів; *Ne* = 210 к.с.; M_k = 960 Н·м при n_{max} = 1450 хв$^{-1}$; запас обертального моменту 34%)

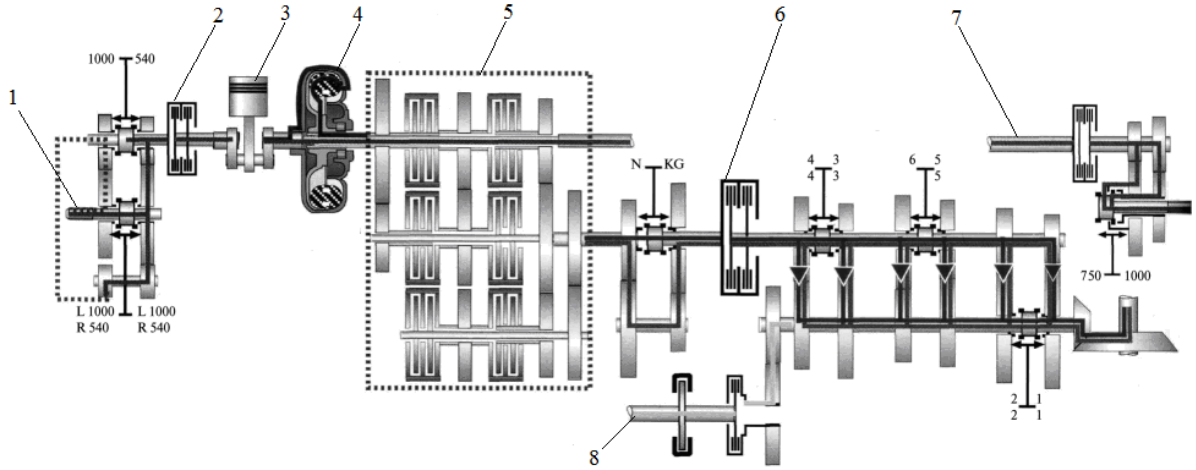


Рисунок Д.2 – Схема трансмісії трактора Fendt серії Favorit 800: *1* – передній ВВП; *2* – зчеплення вмикання ВВП; *3* – двигун; *4* – гідравлічна муфта; *5* – група гідропідтискних муфт реверсивної коробки передач без розриву потоку потужності; *6* – головне фрикційне зчеплення; *7* – задній вал відбору потужності; *8* – привід на передні колеса

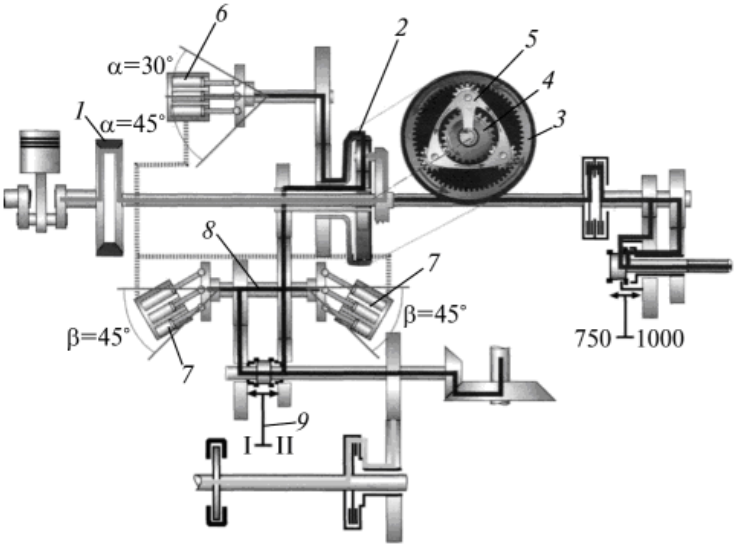
Трансмісія трактора Fendt серії Favorit 900 Vario

У трансмісії трактора Fendt серії Favorit 900 Vario (рис. Д.3) силовий потік, що йде від двигуна, розділяється в планетарній передачі на механічне та гідрооб'ємне відгалуження (рис. Д.4, Д.5). Обидва силові потоки об'єднуються знову на валу, на якому складаються потоки потужності. Гідравлічна частина приводу складається з гідронасоса *6* і гідромотора *7* з великим кутом відхилення (45°).

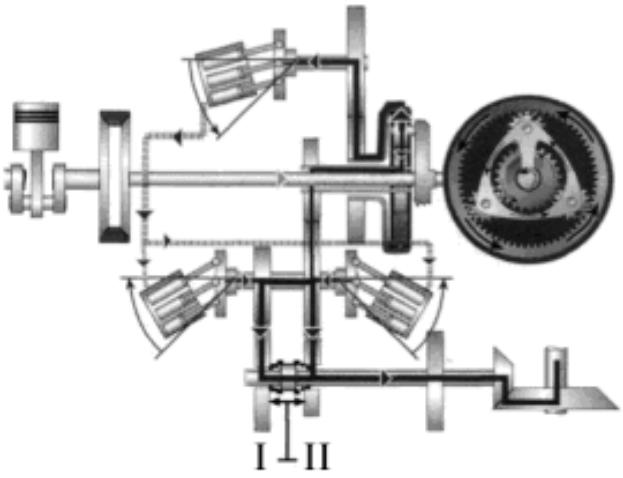


Рисунок Д.3 – Трактор Fendt серії Favorit 900 Vario
(двигун AGCO Power™: *Ne* = 296 к.с.; M_{max} = 1440 Н·м при 1700 $хв^{-1}$;
тягова потужність N_t = 224 кВт)

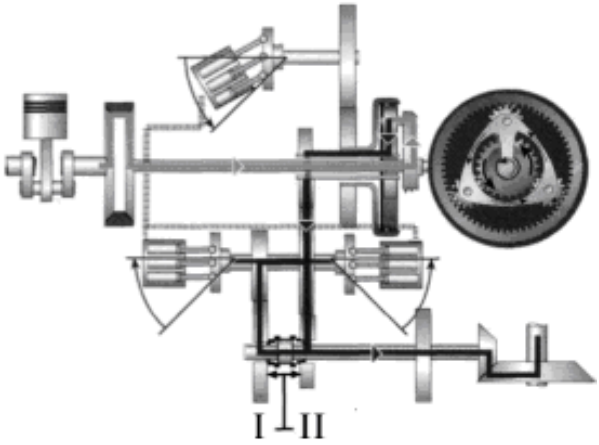
Положення синхронно керованих частин гідрооб'ємного приводу надає безступінчастий вплив на швидкість руху. Механічне відгалуження починається також в планетарній передачі та проходить через механічний шестерний привід і механізм зміни діапазону передатного числа з виходом на вал, на якому складаються потоки потужності *8*.



а



б



в

Рисунок Д.4 – Схема трансмісії трактора Fendt серії Favorit 900 Vario:
а – загальний вид; *б* – положення елементів конструкції при плужній оранці при швидкості руху *V* = 8 км/год; *б* – положення елементів конструкції при транспортуванні при швидкості руху *V* =5 0 км/год; *1* – демпфер крутильних коливань; *2* – планетарна передача; *3* – шестерня з внутрішніми зуб'ями; *4* – сонячна шестерня планетарного ряду; *5* – водило планетарної передачі; *6* – гідронасос; *7* – гідромотор; *8* – вал, на якому складаються потоки потужності; *9* – переключення діапазону ходу

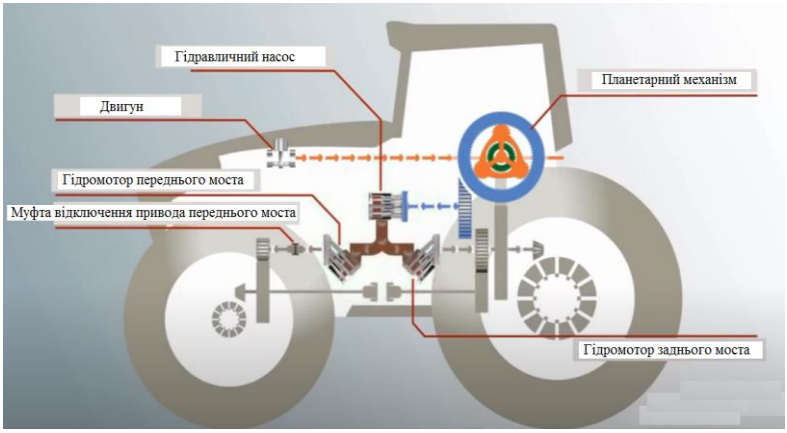


Рисунок Д.5 – Розташування основних елементів конструкції трансмісії трактора Fendt серії Favorit 900 Vario (вид збоку)

Перелік посилань

1. Виды трансмиссий в тракторах John Deere. https://cheline.com.ua/news/society/vidy-transmissij-v-traktorah-john-deere-233301.

2. Краткие сведения о новинках зарубежного тракторостроения. https://bstudy.net/644064/tehnika/kratkie_svedeniya_novinkah_zarubezhnogo_traktorostroeniya.

Додаток Е

Трансмісії тракторів Case IN

Актуальні сучасні моделі тракторів американської корпорації Case IN укомплектовані наступними типами трансмісії [1–5]:

– ступінчаста з коробкою передач Powershift для тракторів серії Magnum, Steiger, Maxxum, Farmall JX, Puma);

– безступінчаста з коробкою передач CVT (Continuous Variable Transmission) для тракторів серії Magnum, Puma.

Трансмісія колісного трактора Magnum Powershift є стандартом у рамках ефективності використання в конструкції карданної передачі. Трансмісія оснащена функцією автоматичного управління продуктивністю (Auto Productivity Management, APM), що забезпечує збереження палива і підвищення продуктивності завдяки відповідності навантаження трансмісії від подолання опору руху та вихідної потужності двигуна (рис. Е.1, Е.2) [2].

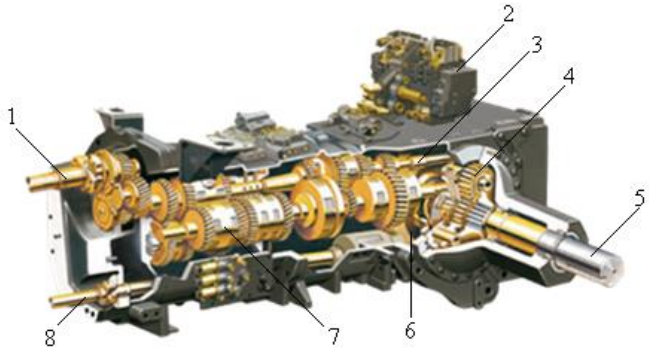


Рисунок Е.1 – Коробка передач Powershift трансмісії трактора Case серії Magnum: *1* – вхідний вал; *2* – блок керування; *3* – задній ВВП; *4* – сателіт планетарної лівої кінцевої передачі; *5* – ліва піввісь; *6* – центральна головна передача; *7* – гідропідтискна багатодискова фрикційна муфта; *8* – передній ВВП

Функція автоматичного перемикання передач, що інтегрована в трансмісію трактора, по-перше, забезпечує перемикання передач без обриву потоку потужності, по-друге,

змінює передачі в швидкісному діапазоні від 0 до 40 або до 50 км/год. Компонування трансмісії передбачає установку опціонального ходозменшувача з п'ятьма передачами для руху вперед і двома передачами заднього ходу. При цьому досягається виняткова паливна економічність, так як система автоматичного управління продуктивністю Diesel Saver™ (APM) самостійно вибирає передачу та частоту обертання двигуна для роботи в найбільш економічному режимі [2].

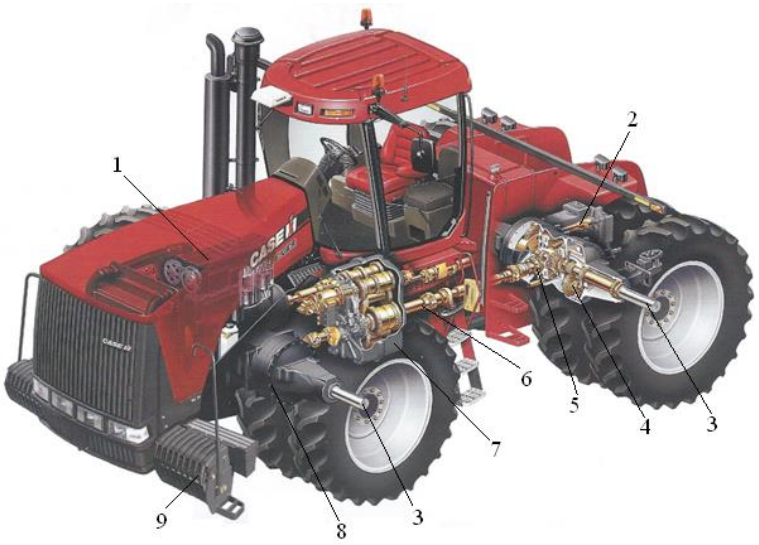


Рисунок Е.2 – Трактор Cese IN серії STX з коробкою передач Powershift: *1* – двигун: 24-х клапанний 6R об'ємом V_h=9 л моделі STX 335, V_h=12,9 л моделі STX 385, 435 і 485, V_h=15 л моделі STX 535; запас обертального моменту до 40%; *2* – задній ВВП; *3* – понадміцна піввісь *d*=114,3 мм; *4* – ліва кінцева передача; *5* – головна передача; *6* – карданний вал; *7* – коробка передач, що перемикається під навантаженням, чотирьохступенева класика ActiveDrive 4; *8* – передній міст; *9* – вантажі довантажувача

У серії тракторів Steiger коробка передач Powershift з шістнадцятьма передачами забезпечує неперевершену якість перемикання передач за рахунок широтно-імпульсної модуляції. Цей тип електронного керування забезпечує м'яке перемикання передач і знижує стомлюваність оператора [4].

У 1999 році компанія Case IH випустила свій перший трактор з безступінчастою коробкою передач CVT (Continuous Variable Transmission) і кращою в галузі тракторобудування функцією АРМ. Ця функція, автоматично керуюча двигуном і коробкою передач, зробила революцію в управлінні трактором і привела до поширення CVT в Європі. Коробка передач CVT призначена для підвищення ефективності та зменшення споживання палива (рис. Е.3) [3].

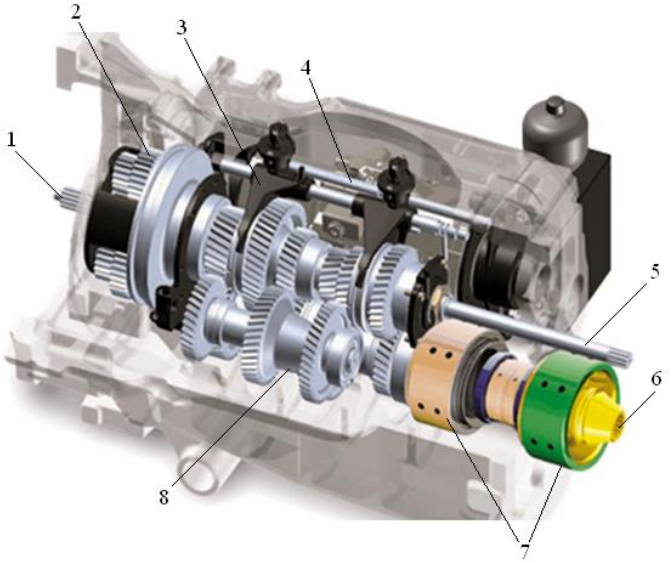


Рисунок Е.3 – Безступінчаста коробка передач CVT (Continuous Variable Transmission): *1* – вхідний вал; *2* – планетарна передача; *3* – вилка перемикання; *4* – шток механізму перемикання передач; *5* – ВВП; *6* – вихідний вал; *7* – пакети муфт подвійного зчеплення; *8* – проміжний вал

Коробка передач з функцією CVT має масштабне число передатних відношень, що дозволяє знайти ідеальний баланс потужності та ефективності для виконання будь-яких робіт. Ця коробка передач використовується в нових тракторах Case IH з системою AFS Connect і пов'язаними з ними опціями для потужних тракторів. Телематична система Case IH AFS Connect™ дозволяє власникам тракторів і керуючим фермам відстежувати

машини і управляти ними з офісу, відстежувати продуктивність машин у реальному часі за допомогою комп'ютера, а також проводити віддалену діагностику і зв'язуватися з водіями за рахунок використання сигналів точного наведення GPS.

У трансмісії тракторів Puma використовується технологія подвійного зчеплення (Doppel Kupplung Technologie DKT™). Ця система зчеплення дозволила досягти максимально високих робочих характеристик трансмісії за рахунок використання тільки двох пакетів муфт з чотирма діапазонами передач, завдяки чому забезпечується оптимальне співвідношення між гідравлічною та механічною частинами приводу при виконанні будь-яких видів робіт. Подвійне зчеплення (Doppel Kupplung Technologie DKT™) дозволяє плавно перемикати передачі без розриву потоку потужності, в результаті чого швидше відбувається набір швидкості і поліпшується паливна економічність [5].

Перелік посилань

1. Эффективная мощность. Case IH. https://www.caseih.com/apac/ru-ru/about-case-ih/efficient-power.

2. Трактор Case IH Maxxum ActiveDrive 8. https://agroreport.ru/test-drives/testy-profi/traktor-case-ih-maxxum-activedrive-8/.

3. Лучшие разработки от Case IH 2017 года. https://aggeek.net/ru-blog/luchshie-razrabotki-ot-case-ih-2017-goda.

4. Тракторы. http://www.case-altay.ru/products/tract/tractall.

5. Для тех, кто требует большего. Трактори серии PUMA. http://www.case-altay.ru/files/puma.pdf.

ДЛЯ НОТАТОК

Навчальне видання

КУБІЧ Вадим Іванович

СКЛАДОВІ ЧАСТИНИ КОЛІСНИХ ТА ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ

Навчальний посібник

Дизайн обкладинки: *Кубіч В. І.*
Технічні редактори: *Білостоцька А. О., Решетняк О. В., Даниленко О. М.*
Комп'ютерний набір: *Білостоцька А. О.*
Комп'ютерна верстка: *Решетняк О. В.*

Підписано до друку 14.05.2021. Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 18,83.
Тираж 100 прим. Зам. № 356.

Національний університет «Запорізька політехніка»
Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64
Тел.: (061) 769–82–96, 220–12–14

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6952 від 22.10.2019.