

**Б.М. Стефанов, А.В. Євтушенко, В.М. Астахов**

**МЕХАНІЗАЦІЯ РОБІТ ПО ВИДАЛЕННЮ РОСЛИННОСТІ  
ІЗ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ  
І СМУГИ ВІДВЕДЕННЯ**

*Навчальний посібник*

**Харків - 2007**

**УДК 625.163**

Стефанов Б.М., Євтушенко А.В., Астахов В.М. Механізація робіт по видаленню рослинності із залізничної колії і смуги відведення: Навч. посібник. - Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 109 с.

**ISBN 978-966-7593-75-9**

У посібнику наведено огляд і аналіз вітчизняних і зарубіжних засобів механізації по видаленню рослинності із залізничної колії і смуги відведення. Описані розроблені і модернізовані кафедрою «Будівельні, колійні і вантажно-розвантажувальні машини» Української державної академії залізничного транспорту машини, пристрої для боротьби з рослинністю механічним способом, принципи дії і методики визначення їх основних параметрів.

Посібник призначено для інженерно-технічних працівників, що займаються проектуванням і експлуатацією колійних машин, а також він буде цікавий і корисний студентам ВУЗів залізничного транспорту та працівникам колійного господарства.

Іл. 49, бібліогр.: 35 назв.

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України  
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних  
закладів*

*(№ 1.4/18-Г-273 від 07.02.07.)*

**Рецензенти:**

д.т.н., с.н.с. Н.А. Ткачук (НТУ «ХП»),

д.т.н., проф. В.В. Нічке (ХНАДУ),

М.І. Тимоха (генеральний директор управління

механізації «Південтрансбуд»)

©Українська державна  
академія залізничного  
транспорту, 2006

© Б.М. Стефанов, А.В.

Євтушенко, В.М. Астахов,  
2007.

## ЗМІСТ

Вступ .....	4
1. Огляд і аналіз способів і засобів механізації видалення рослинності із залізничних колій .....	6
2. Навісний пристрій на дрезині для видалення рослинності .....	35
3. Навісний кущоріз із стрілою, що ламається .....	62
4. Пристрій для обрізання гілок .....	78
5. Пристрій для корчування пнів .....	88
6. Машина для видалення пнів .....	93
Висновок .....	104
Список літератури .....	107

## ВСТУП

Рослинність, що з'являється на шляху і його узбіччях, є однією з причин засмічення баластної призми, погіршення її дренажних властивостей, порушення стабілізації залізничної колії і зниження безпеки руху потягів.

Видалення трави, чагарників з поверхні баластної призми, узбіч і міжколійя, з укосів насипів і виїмок вважається однією з обов'язкових робіт при поточному утриманні залізниць.

Видалення рослинності – дуже трудомістка і дорога робота. Виконання цієї роботи в основному покладено на дистанції колії (ПЧ) залізниць. Окрім цього, боротьбу з рослинністю в смугах відведення здійснюють також дистанції лісозахисних насаджень (ПЧЛ), основна робота яких полягає в створенні і постійному утриманні лісових насаджень, що виконують функції інженерних споруд, а також здійснення системних заходів по забезпеченню безперебійного руху потягів, підвищенню провізної і пропускнув здатності залізниць.

При виконанні робіт по утриманню лісових насаджень в смугах відведення, окрім посадки нових дерев, цим дистанціям доводиться зрізати чагарники, старі і засохлі дерева, обрізати вітки дерев, що заважають лініям електропередач, автоблокування і зв'язку, корчувати і видаляти з посадок пні і корені зрізаних дерев. Всі ці роботи у край трудомісткі і до теперішнього часу слабо механізовані.

Тому вельми актуальною є проблема створення сучасних засобів механізації знищення рослинності.

Знищення рослинності можна здійснювати трьома способами: хімічним, термічним (вогняним) і механічним.

Найефективнішим, перспективним і економічно доцільним вважають хімічний спосіб. Перевагами цього способу є простота, мала трудомісткість, можливість його повної механізації і автоматизації, висока продуктивність.

Проте застосування при цьому способі гербіцидів викликає прискорення корозії металевих елементів залізничної колії, порушення роботи пристроїв автоматичної сигналізації і зв'язку. Окрім цього, до хімікатів, що використовуються для знищення

рослинності, рослини через деякий час пристосовуються і не гинуть. Але основним недоліком цього способу є шкода, яка завдається фауні в зоні залізничного полотна і смуги відведення. Тому хімічний спосіб в нашій країні поки заборонений.

Термічний спосіб полягає в спалюванні рослинності. Спосіб цей вважають малоефективним, оскільки в основному згоряє лише наземна частина рослин, а коренева їх частина зберігається. Застосування цього способу пов'язано з підвищеною пожежною небезпекою і завданням шкоди довкіллю, тому термічний спосіб для видалення рослинності застосовується у край рідко.

Оскільки рослинність на залізничній колії необхідно видаляти у будь-якому випадку, то залишається застосовувати механічний спосіб, який є найбільш трудомістким, а його механізація пов'язана з великими складнощами. Недивлячись на те що на одній і тій же ділянці доводиться знищувати рослинність від двох до трьох разів протягом року, механічний спосіб отримав найбільше розповсюдження не тільки в нашій країні, але і за кордоном.

Як наголошувалося вище, в даний час видалення рослинності в нашій країні проводиться в більшості своїй вручну із залученням великої кількості людей і використанням найпростішого ручного інструменту. Тому створення сучасних високоефективних засобів механізації для знищення рослинності механічним способом є важливою, актуальною і у край необхідною задачею.

У цьому посібнику наведено огляд і аналіз існуючих вітчизняних і зарубіжних засобів механізації робіт по видаленню рослинності на залізницях, а також подані нові конструкції, розроблені кафедрою «Будівельні, колійні і вантажно-розвантажувальні машини» Української державної академії залізничного транспорту.

Автори будуть вдячні читачам за поради і зауваження по даному посібнику, які будуть враховані при подальших розробках.

# 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ СПОСОБІВ І ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ВИДАЛЕННЯ РОСЛИННОСТІ ІЗ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІЙ

Оскільки видалення рослинності механічним способом набуло найбільшого розповсюдження, доцільно розглянути машини і механізми, які використовують цей спосіб в нашій країні, а також в країнах ближнього і дальнього зарубіжжя.

Для механічного знищення рослинності на баластній призмі і в смузі відведення в США було створено декілька типів навісного устаткування.

Так, фірма «Кершо» випустила устаткування типу FFC–С, яке монтувалося на планувально–розподільній машині, що має залізничну ходову частину [1].

Робочими механізмами цього устаткування служили дві шарнірно закріплені бічні стріли з рухомими рамами, які оснащені ріжучими головками, і центральний ножовий пристрій, що встановлюється замість торцевого плуга.

Кожний ріжучий пристрій складався з трьох роторних ножів діаметром 824 мм з гідравлічним приводом. Кожний з ножів був пов'язаний з валом редуктора за допомогою обмежувальної муфти і мав максимальну частоту обертання 1550 об/хв.

Бічні стріли з робочими органами могли підійматися і опускатися, а рами – висуватися і втягуватися за допомогою двох гідроциліндрів. Окрім цього, на стрілах були розташовані шість гідроциліндрів для управління ріжучими головками в процесі роботи. За допомогою цих гідроциліндрів здійснювалося установа ріжучих головок в необхідне положення по відношенню до профілю ділянки, що оброблялась. Ширина смуги зрізування могла досягати від 5 до 12 м від осі колії.

Центральний ножовий пристрій, що керується двома гідроциліндрами, служив для скошування трави на 50 мм нижче за рівень головки рейки.

Окрім навісного устаткування на планувально-розподільній машині, фірма «Кершо» випустила два пристрої для зрізання чагарника в смузі відведення, які змонтовані на базі колісних тракторів з шарнірно- зчленованими рамами.

Колісні трактори були обладнані двома двигунами: один – для переміщення машини, другий – для привода ріжучих механізмів.

На одному тракторі для привода робочого органу був встановлений карбюраторний, на іншому – дизельний двигун.

Робочим органом кожної машини служив фронтальний пристрій, що навішувався на передню частину рами. Він був обладнаний двома фрезами з чотирма шарнірно закріпленими лезами.

Привід кожної фрези здійснювався від індивідуального навісного гідродвигуна. При необхідності фрези могли змінювати свій кут нахилу до  $45^{\circ}$ .

Як додаткове устаткування на машину міг встановлюватися пристрій для спущення баласту за межами торців шпал.

Для зрізання чагарника і дерев діаметром до 305 мм фірма «Тампер» випустила кущоріз під назвою Кел-Трак [1]. Він мав автомобільне шасі з пневмоколесами діаметром 572 мм.

Для переміщення по рейках було передбачено чотири ребордних колеса, що приводяться в робоче положення за допомогою гідроциліндрів.

Робоче устаткування – це дві фрези роторного типу діаметром 2,13 м з різцями з високомарганцевистої сталі. Фрези були встановлені на спеціальних важелях, що дозволяють здійснювати поворот їх на  $180^{\circ}$ . Працювати фрези могли одночасно або роздільно і обробляти смугу з кожного боку машини шириною до 7,5 м від осі колії. Кожна фреза приводилася в дію індивідуальним гідродвигуном, безпосередньо з'єднаним з валом фрези.

Крутний момент, що створювався гідродвигуном, складав 2750 Н·м, частота обертання – 750 об/хв при тиску в гідросистемі 14 МПа.

Також фірмою «Тампер» був розроблений ще один кущоріз, який міг бути змонтований на різних колійних і дорожних машинах [1].

Робоче устаткування цього кущоріза містило дві фрези діаметром 1,52 м, які були встановлені на стрілах, що складаються. Конструкція стріли давала можливість зрізати

рослинність на смузі шириною до 11 м, а нахил ріжучих головок здійснювати на кут до  $180^{\circ}$ , що дозволяло обробляти укоси насипів і виїмок залізничної колії.

Фрези могли зрізати чагарник і дерева діаметром до 230 мм і працювати безперервно, якщо діаметр дерев, що зрізаються, не перевищував 100 мм.

Кожна фреза оберталася від співісно розташованого гідродвигуна потужністю 36 кВт і частотою обертання 1000 об/хв при тиску в гідросистемі 14 МПа.

Фірма «Рейлвей Майтонанс корпорейшн» (США) випустила дві моделі машин для знищення рослинності на колії і в смузі відведення.

Одна з цих машин під назвою Браш Каттер застосовувалася на малонапружених ділянках залізниць (рис. 1.1).

Кожна штанга кріпилася своєю нижньою частиною до рами шарніром, а другий кінець її був обладнаний дисковою ріжучою головкою. Ріжучі головки були роторними дисками діаметром 2,1 м і були оснащені двома шарнірно закріпленими ножами завдовжки 762 мм. Привід дисків здійснювався індивідуальними гідродвигунами з частотою обертання 1800 об/хв. Машина Браш Каттер – самохідна на залізничному ході. Продуктивність її складала 16,2 га за 6 годин при ширині смуги чагарника, що зрізається, 7,6 м з кожного боку машини.

Інша машина – Трак Маунтід Браш Каттер – була призначена для зрізання чагарника і знищення рослинності на вантажонапружених ділянках залізниць. Basisю машини служив вантажний автомобіль вагою 12 т. Машина була обладнана комбінованим ходом. На відміну від машини Браш Каттер, ця машина мала тільки одну телескопічну стрілу, прикріплену до рами кабіни оператора. Кабіна із стрілою могла повертатися на кут до  $307^{\circ}$ , що дозволяло обробляти спочатку один бік колії, а потім інший.

Ріжуча головка була така ж, як і на попередній машині, але частота обертання нижче – 1050 об/хв.

Ріжуча головка цієї конструкції могла навішуватися також і на гусеничний трактор з бульдозерним устаткуванням. Головка розташовувалася на висувній балці, що забезпечувала



максимальний виліт 4,2 м і з кутом повороту до 180°. За допомогою цього пристрою зрізалися дерева діаметром до 150 мм за 30 с.

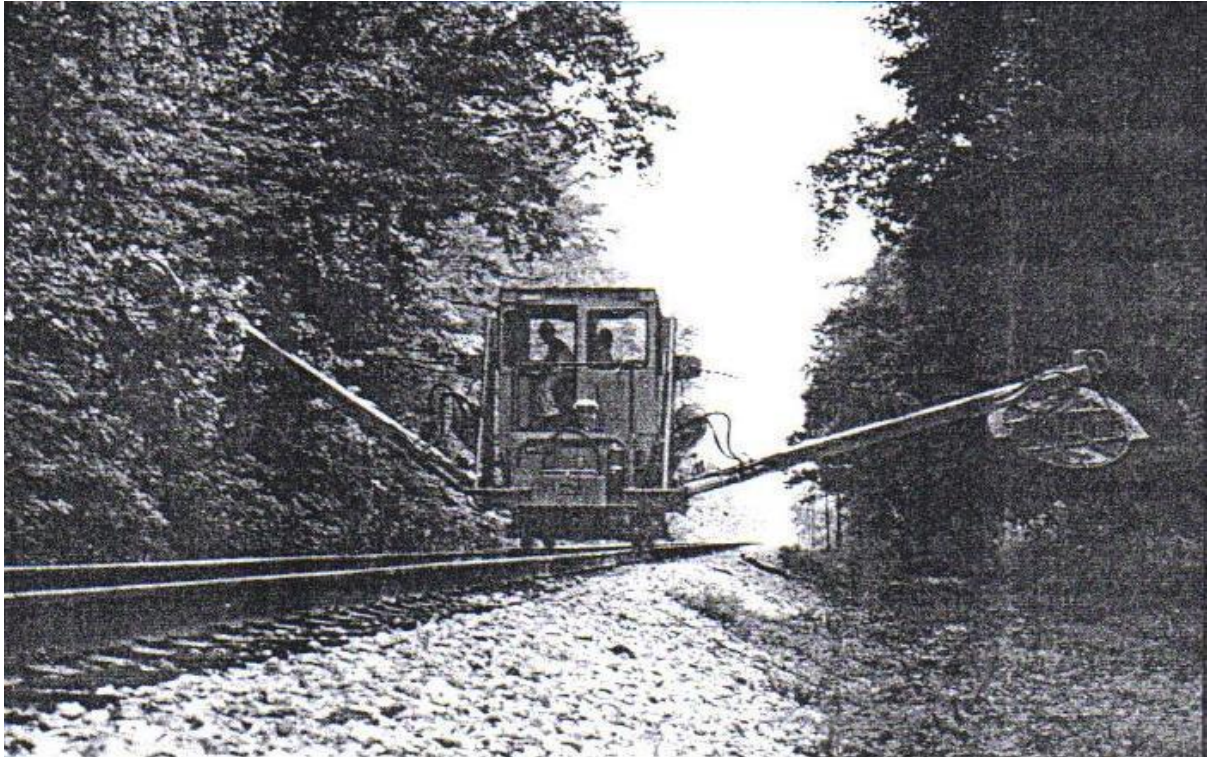


Рис. 1.1. Машина "Brash Cutter" в роботі

Для скошування бур'янів і трави на укосах і виїмках залізничної колії, підрізування чагарників, а також для обрізання гілок дерев інженерами-конструкторами Головного управління по будівництву і утриманню колії Генеральної дирекції Угорських державних залізниць була створена машина на базі колісного трактора МТЗ-52 [2] (рис. 1.2).

Трактор мав ходовий пристрій для переміщення по рейковій колії.

Для цього попереду і позаду трактора встановлювалися рами, які були шарнірно прикріплені до основної рами трактора.

На рамах розташовувалися одноробордні ролики. Підіймалися і опускалися рами за допомогою гідроциліндрів.

В транспортному положенні рами підіймалися і не заважали трактору здійснювати рух по ґрунтових дорогах.

Під час руху трактора по рейках рами опускалися, а ролики своїми ребордами не дозволяли трактору з'їжджати з рейок. Тягове зусилля трактора забезпечувалося привідними колесами.



Рис. 1.2. Роторна косарка на тракторі МТЗ-52

На тракторі встановлювалися роторний механізм косарки і пристрій для підрізування кущів і обрізання гілок дерев.

Механізм косарки складався із стріли і роторного робочого органу.

Двосекційна стріла кріпилася до рами трактора з одного боку, а з другого боку на раму було навішено противагу і масляний бак, які забезпечували стійкість машини при роботі. Зміна положення стріли здійснювалася двома гідроциліндрами.

На кінці стріли був встановлений роторний барабан з горизонтальним валом. В корпусі барабана шістьма рядами шарнірно закріплювалися ріжучі ножі.

Ротор закривався кожухом, який перешкоджав вдавлюванню ріжучої частини роторного барабана в землю. Поворот ротора на стрілі здійснювався гідроциліндром.

При роботі пристрою рослинність, що зрізається, подрібнювалася, і після цього її збір та вивіз були не потрібні.

Технічні дані роторного механізму косарки:

- привід ротора – гідравлічний;
- ширина зрізу, мм – 1250;
- діаметр циліндра по зовнішній кромці ножів, мм – 420;
- частота обертання, об/хв – 2000-2750;
- кількість ножів, шт. – 48;
- максимальна продуктивність різання, м/хв – 60.

Пристрій для підрізання кущів і обрізання гілок дерев встановлювався замість роторної косарки і містив затискний пристрій, ріжучий диск і привідний гідродвигун.

Діаметр ріжучого диска складав 600 мм, частота обертання – 1450 об/хв, максимальний діаметр гілок, що зрізаються, – 100 мм.

Підрізання кущів і обрізання гілок проводились в межах габариту наближення будов.

Окрім скошування трави і зрізання гілок, базовий трактор міг виконувати маневрові роботи і переміщувати до двох навантажених вагонів. Для цього на основній рамі машини встановлювалася спеціальна буксирувальна серга.

Для знищення рослинності фірма «Еберхард» (ФРН) розробила машину на базі автомобіля. Маючи поворотну платформу з кабіною управління і телескопічну стрілу з вильотом до 6,8 м, машина дозволяла обробляти не тільки колію, але і укуси виїмок і насипів. Для цього на поворотній стрілі встановлювалася поворотна головка з ріжучими елементами.

Фірма «Ляннен» (Фінляндія) для поточного утримання залізничних колій випускала універсальний колісний екскаватор моделі M12, який було оснащено пристроєм для пересування по колії [3].

Окрім різних навісних пристроїв у комплект цього екскаватора входив механізм для зрізання чагарників на укусах земляного полотна і в смузі відведення.

Для знищення рослинності на укусах земляного полотна у Франції була створена дрезина моделі 846 Дев. Замість кузова на

платформі дрезини була встановлена поворотна кабіна, стріла і фреза.

Знищення рослинності в США, як було повідомлено в журналі «Internation Construction Equipment», здійснювалося також і за допомогою котків, які переміщувалися гусеничними або колісними тракторами [3] (рис. 1.3).

Котки являли собою барабани, на поверхні яких розташовувалися 12 подовжніх лопатей-ножів. Барабани за допомогою цапф були закріплені в прямокутних рамах, що мають причіпні пристрої.

Зчеплені два такі котки переміщувались за допомогою трактора і підминали під себе трав'яну рослинність та чагарник, і подрібнювали його ножами. Після декількох проходів котків по одній ділянці подальше прибирання рослинності вже не було потрібне (рис. 1.4).

Залізниці Північної Америки часто вдаються до послуг приватних спеціалізованих компаній для боротьби з рослинністю.

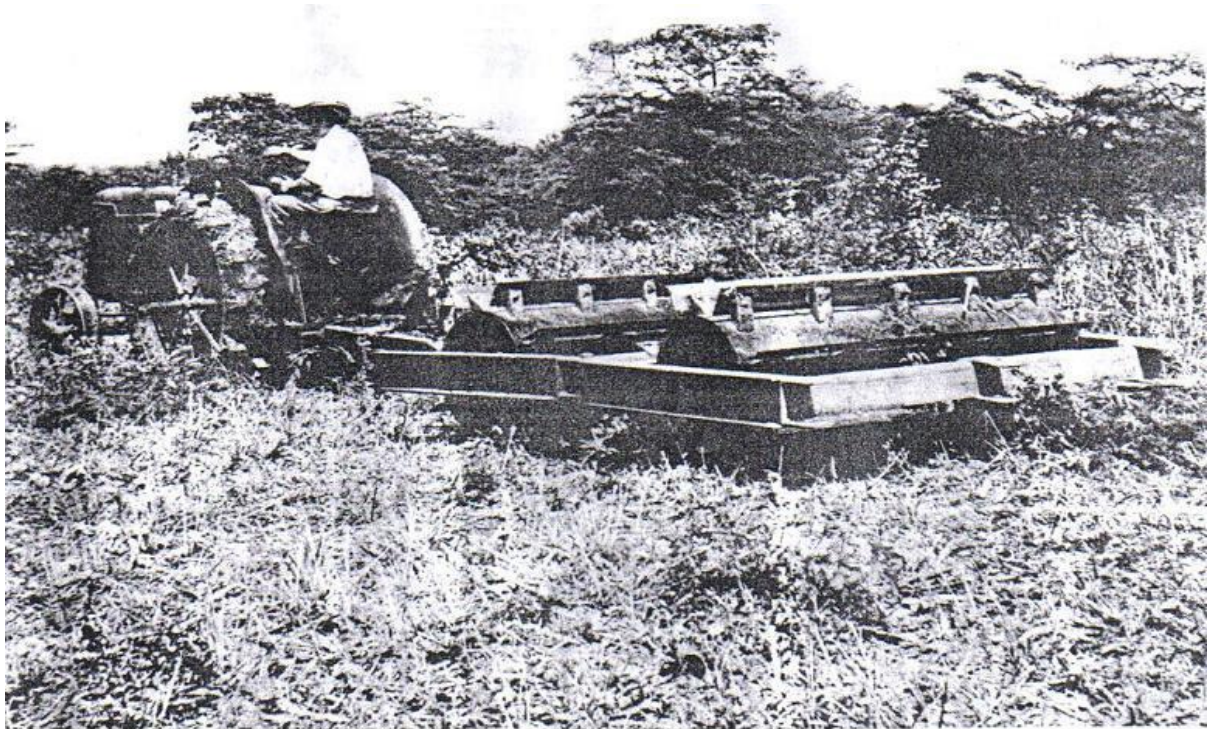


Рис. 1.3. Знищення рослинності котками

Компанія «Mitchell Equipment» поставила «New Jersey Transit» два машинні комплекси Schaeff 2041 типу навантажувач-

екскаватор, обладнаних ріжучим пристроєм для обрізання чагарників [4].

Комплекс Schaeff 2041 випускається на рейковому, автомобільному і комбінованому ході.



Рис. 1.4. Використовування зчеплених котків для знищення рослинності

В 1991 р. компанія «John Brown & Sons» модернізувала машину італійського виробництва для обробки виноградників для умов залізниць (рис. 1.5). Ця машина отримала назву Brontosaurus. За допомогою ножів, які вільно гойдаються усередині барабана, вона могла зрізати кущі і дерева діаметром до 30 см і подрібнювати їх до дрібної тріски.

Залізниця Canadian Pacific сама виготовила рейкову машину з двома рухомими головками «John Brown & Sons», але надала перевагу установленню рухомих робочих органів на нові або транспортні засоби, які вже експлуатуються. Ріжуча головка, що вмонтована у стрілу екскаватора, мала масу 1,9 т при діаметрі 1270 мм і масу 1,73 т – при діаметрі 1016 мм. Моделі головок меншого діаметра, що призначені для установлення на машинах з

комбінованим ходом, мають масу 1,82 і 1,45 т, а також 0,6 і 0,5 т [4].

Компанія «Nordco» почала випускати кущорізи з 1999 р. Модернізація машин марки Big Ben і Little Ben дозволила підвищити їх стійкість і спростити управління ними.

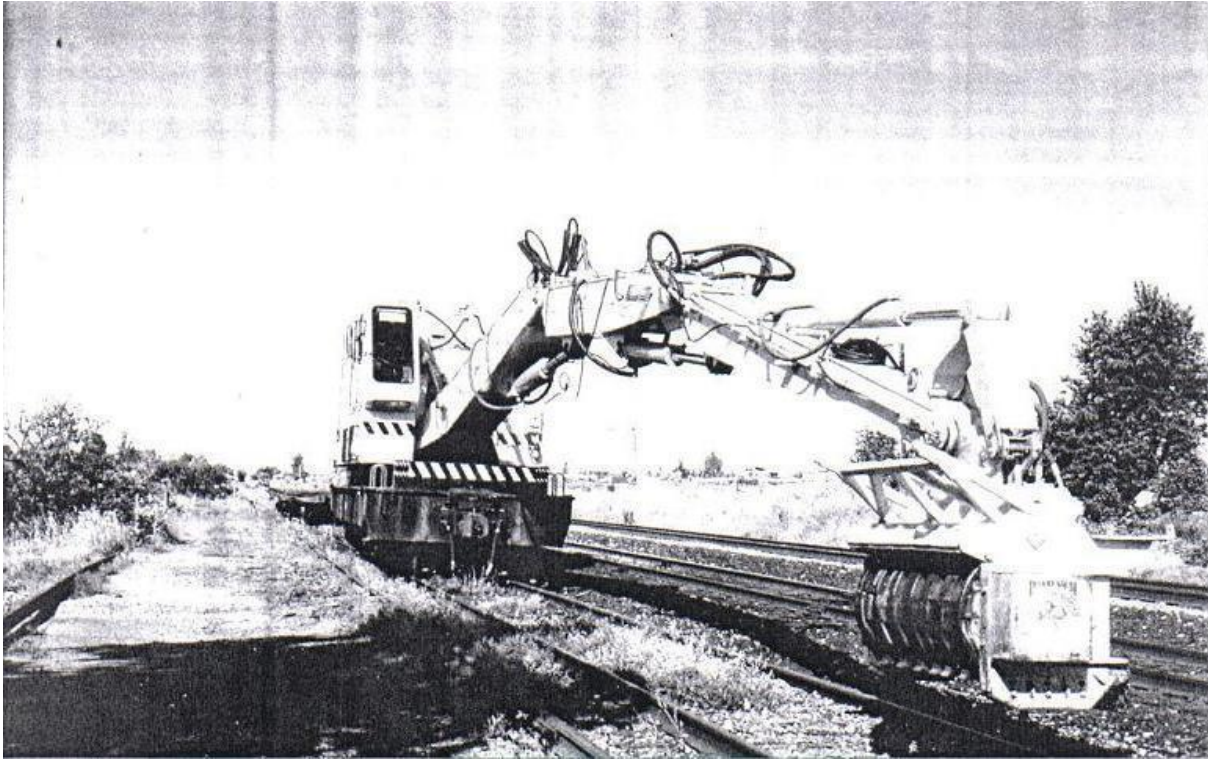


Рис. 1.5. Кущоріз Brontosaurus компанії «John Brown & Sons»

На машині ВС-60 ріжучі пластини, що обертаються, замінені головками з пилою. Дві ріжучі головки, що обертаються, могли працювати по одній з кожного боку або обидві головки з одного боку. В плани компанії входив намір об'єднати обидві головки в одну з одним ріжучим пристроєм [5].

Фірмою «Kershaw» (США) виготовлений кущоріз «Klipper» моделі 55-1 на базі трактора [5]. На машині встановлена зчленована стріла, що дозволяє обрізати гілки дерев на висоті до 17,7 м і убік від колії – до 8,8 м. Для обрізання використовувався ріжучий орган у вигляді головки з трьома циркулярними пилами діаметром 508 мм кожна, що приводяться в обертання гідродвигунами потужністю 33 кВт. Головка за допомогою гідропривода могла повертатися на кут до 360°.

Машина переміщалася по залізничних коліях з швидкістю до 12 км/год. Залізничні колеса служили як напрямні. Для підвищення стійкості і можливості роботи в кривих з підвищенням зовнішньої рейки вона була обладнана аутригерами.

В останнє десятиріччя в більшості зарубіжних країн при боротьбі з рослинністю стали суміщати механічний метод з хімічним.

Так, в 1992 р. на ділянці завдовжки 80 км залізниці «Rochester and Southern» в штаті Нью-Йорк фірма «Emery Tree Service» (США) експлуатувала машину «Big Ben» для зрізання чагарника. Машина мала ряд удосконалень, в порівнянні з попередніми конструкціями, що давало можливість підвищити продуктивність, надійність, ефективність і безпеку роботи [6].

Попередні моделі не забезпечували достатній рівень надійності, вимагали частого технічного обслуговування, яке досягало, за тривалістю, часу роботи машини. Особливо небезпечними були відкриті ріжучі головки, які стали причиною численних травм.

На новій машині були встановлені закриті ланцюговий конвейер і ріжучі леза, двері кабіни обладнані запобіжними вимикачами. На машині також було встановлено два двигуни Caterpillar 3208, потужністю по 250 л.с. кожний, які дозволяли зрізати крупний, густий чагарник. Дві ріжучі головки могли працювати одночасно на одному боці колії за рахунок того, що балки, на які вони кріпилися, були зчленованими. Діаметр кожної головки був збільшений, ширина захоплення кожної головки складала 2,44 м.

Особливістю цієї машини було те, що вона могла проводити і гербіцидну обробку, яка перешкоджала проростанню обрубків. Вважалося, що точкове обприскування, замість суцільної розпиленості, завдавало мінімальної шкоди довкіллю.

Об'єднана залізнична компанія «Берлінгтон Нортерк Санта-Фе» (БНСФ) в США була вимушена очищати від рослинності більше 80,9 тис. га земель протягом 54,72 тис. км колії, що знаходиться в зоні субтропічного клімату.

При знищенні чагарників на узбіччі і в смузі відведення, на переїздах і перетинах колії використовувалося як механічне устаткування, так і обробка хімікатами [7].

Для боротьби з рослинністю на залізницях Франції використовували самохідну машину типу DAD982 фірми «Semafer» [5].

Вона являла собою платформу, що спирається на два ходові візки з гідравлічним приводом, поворотну платформу з телескопічною стрілою і навісним робочим органом з гідроприводом для того, щоб зрізати чагарник і гілки дерев.

Ріжуча головка діаметром 1,8 м, яка встановлена на стрілі, могла повертатися як в горизонтальній площині на кут  $360^{\circ}$ , так і у вертикальній – на кут  $150^{\circ}$ . Очищення поверхні від рослинності здійснювалося на відстані до 10 м від осі колії. Робоча швидкість машини залежала від гущини рослин і різних перешкод і могла досягати 6 км/год.

Крім ріжучого органа, на машині було встановлено також хімічний блок, що складався з двох баків загальною місткістю 4000 л і однієї мотопомпи, що було додатковим засобом для видалення рослинності. Хімічний блок був розрахований на застосування двох видів хімікатів.

Наявність комбінованого пристрою дозволяла проводити механічну або хімічну обробку, або їх поєднувати.

У ФРН на базі автомобіля фірми «Zweiweg-Fahrzeug», обладнаного напрямними залізничними колесами, був створений легкий навісний пристрій для боротьби з рослинністю на залізниці [5].

Машина, оснащена механічним ріжучим органом, який було встановлено на стрілі, мала ширину в робочому положенні від 1,2 до 1,5 м, а виліт стріли – від 5,3 до 6,8 м щодо осі колії. Це дозволяло обробляти не тільки колію, але і її укуси.

Ця машина могла служити також для знищення рослинності за допомогою хімічних засобів. Для цієї мети вона була обладнана баком з гербіцидами, штангою з розпилувачами, насосом та іншим допоміжним устаткуванням.

Оскільки застосування гербіцидів негативно впливає на екологію, то у ФРН останніми роками проводяться дослідження і пошук методів боротьби з рослинністю, альтернативних хімічному [8]. До цих методів відносяться мікрохвильове випромінювання, застосування холоду, високі температури, інфрачервоне випромінювання. Так, з метою проведення



досліджень останнього методу був створений потяг Т1К91, що складається з самохідного вагона з середнім і двома бічними випромінювачами, вагона для обслуговуючого персоналу і двох випромінювачів для обробки міжколійя, випарників і резервуару для рідкого газу, а також цистерни для перевезення запасу води на випадок боротьби з пожежею.

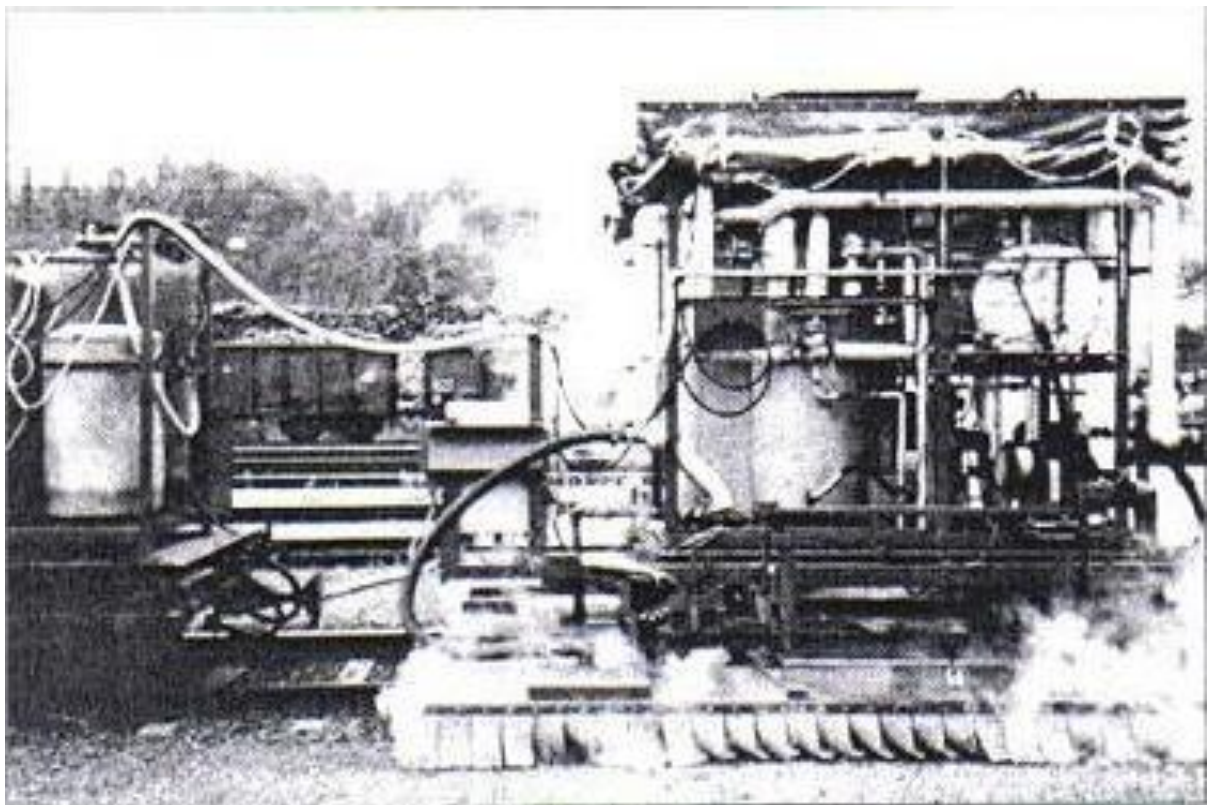
Робочий процес полягав у нагріві пропаном марганцевих пластин до температури  $800^{\circ}\text{C}$  і створенні за рахунок цього на поверхні щелевеної призми температури біля  $100^{\circ}\text{C}$ .

Теплова дія була розрахована не на спалювання рослинності, а на нагрів її при певній тривалості.

Отримані попередні результати показали доцільність використання цього методу.

Перевага його – значно менша негативна дія на довкілля, недолік – низька продуктивність через малу робочу швидкість.

На залізницях Швейцарії використовувалася машина для термічної обробки рослинності на колії за допомогою вологого пару [9]. Така машина наведена на рис. 1.6. Проте її експлуатація показала, що такий спосіб дії на рослинність недостатньо сильний.



### Рис. 1.6. Машина для термічної обробки рослинності

У зв'язку з різким скороченням і фактичною заборонаю використання гербіцидів для знищення рослинності на залізничних коліях в нашій країні і країнах СНГ організації, обов'язком яких була боротьба з рослинністю, виявилися не готовими до переходу на механічний спосіб з використанням ефективних спеціальних машин і механізмів.

Такого устаткування залізниці не мали, а наша промисловість його не випускала, а якщо і випускала, то у недостатній кількості.

Спроба використання для зрізання рослинності стругів-снігоочисників типу СС-1 при плануванні баластної призми, укосів насипів, виїмок і нарізанні кюветів не дала позитивних результатів. Тому в цей період з'явилася велика кількість різних саморобних пристроїв, машин і механізмів, розроблених і виготовлених умільцями в дистанціях колії (ПЧ), дистанціях захисних лісонасаджень (ПЧЛ), які дозволили в деякій мірі механізувати трудомісткі роботи по знищенню рослинності.

При створенні цих пристроїв використовувалися деталі і вузли різних сільськогосподарських машин, автомобілів і тракторів і призначалися вони, в основному, для установа на парк тракторів, автомобілів і колійних машин, які були в наявності на дистанціях.

Великого розповсюдження в дистанціях захисних лісонасаджень набули, в більшості своїй, саморобні кущорізи-подрібнювачі, призначені для рубки чагарників при проведенні відновлення живоплотів, прибирання чагарників при прочищенні просік під повітряними лініями автоблокування і електропередач, омолодження чагарників в рядах посадок [10].

При створенні таких кущорізів використовувалися деталі і вузли сільськогосподарських машин і механізмів. Частіше за все робочий орган був горизонтальним валом, закріпленим в підшипниках на підйомній рамі. Рама шарнірно приєднувалася до заднього моста трактора. На рамі встановлювався редуктор з ведучою зірочкою, на горизонтальному валу – ведена зірочка і прямі або косі ножі. Обертання на вал передавалося від вала відбору потужності трактора через редуктор і ланцюгову

передачу. Чагарник, що зрізався ножами, подрібнювався на дрібні частини і відкидався убік. Навішувалися такі кущорізи на трактори Т-40, МТЗ або ЮМЗ, ДТ-54 та ін. Ширина робочої зони складала звичайно від 1000 до 1500 мм. Недоліком таких кущорізів було те, що трактор працював на задній передачі, дерева діаметром понад 100 мм заздалегідь було слід вирубувати, а високі пні зрізати вщент.

Щоб зрізати дерева і чагарники з діаметром стовбура від 100 до 150 мм і більш застосовувалися маятникові пили, які навішувалися на задню гідравлічну підвіску тракторів Т-40 і МТЗ [10].

Основними вузлами маяткової пили були рама, пиляльний орган, редуктор, клинопасова передача, огорожа. Пиляльний орган включав пиляльний диск, закріплений жорстко на валу, який обертається на підшипниках. Обертання вала здійснювалося через клинопасову передачу. При різанні чагарників використовувався диск діаметром від 800 до 900 мм, для зрізання дерев – 700 мм.

Окрім цього, на рамі трактора передбачався пристрій, що підгинає чагарник під трактор, напрямний жолоб і огорожа. Робоча швидкість машини залежала від кількості і густини чагарника і складала від 1,4 до 2,1 км/год. Максимальна товщина стебел чагарника у поверхні ґрунту, які міг зрізати пристрій, складала від 80 до 100 мм.

Для зрізання дерев і чагарників при очищенні захисних лісонасаджень в Пензенській дистанції ПЧЛ був виготовлений універсальний агрегат, який навішувався на задню гідравлічну підвіску трактора Т-40 (МТЗ-5) [11]. Цим пристроєм можна спилювати чагарники усередині насадження і на узліссях, а дерева діаметром до 20 см на рівні зрізу – суцільними рядами або вибірково.

Пристрій цей складається з рами 5 (рис. 1.7), пили 4, редуктора 2, клинопасової передачі 3, переднього котка, огорожі 1 і механізму повороту 6. Рама 5 – роз'ємна, що дозволяє змінювати величину пиляльного диска 4 від 1490 до 650 мм щодо осі її повороту. Пила діаметром 900 мм має частоту обертання 1250 об/хв. Кут повороту рами – близько  $80^{\circ}$ . Привід здійснюється від вала відбору

потужності через кардан, конічний редуктор і клинопасову передачу. Робоча швидкість агрегату – 1,6 км/год.

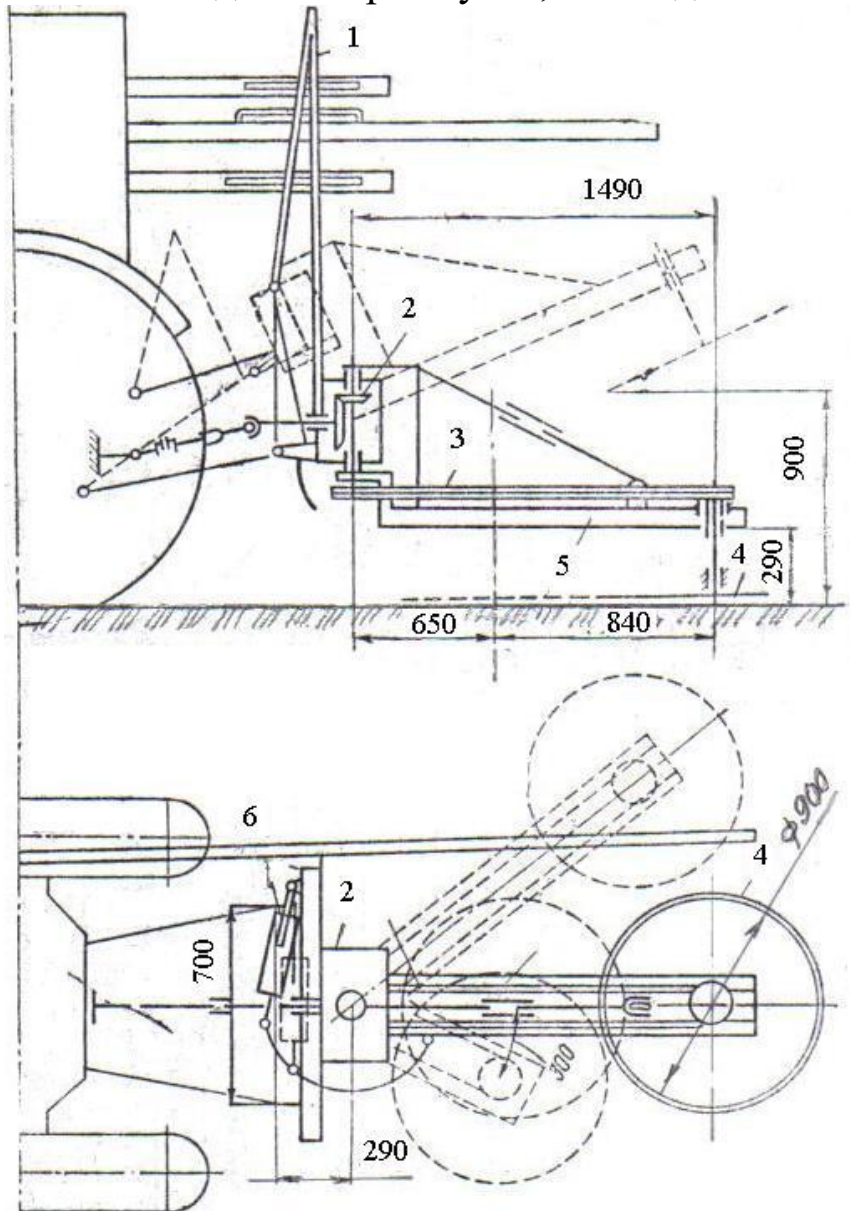


Рис. 1.7. Універсальний агрегат для зрізання дерев і чагарників

Мінським СКБ по дорожніх і меліоративних машинах був розроблений, а на Мозирському заводі меліоративних машин побудований пристрій МСР-1,2, який призначався для скошування і видалення рослинності з укосів каналів глибиною до 1,2 м [12].

Цей пристрій був змонтований на тракторі ДТ-55АС2 (рис. 1.8) і складався з робочого органу, основної і поворотної рами.

Робочий орган пристрою – це диск діаметром 1750 мм із закріпленими по його периферії шістьма сегментами для зрізання рослинності. Диск встановлювався на рамі, яка була забезпечена лижею, яка вільно поверталася у двох площинах.

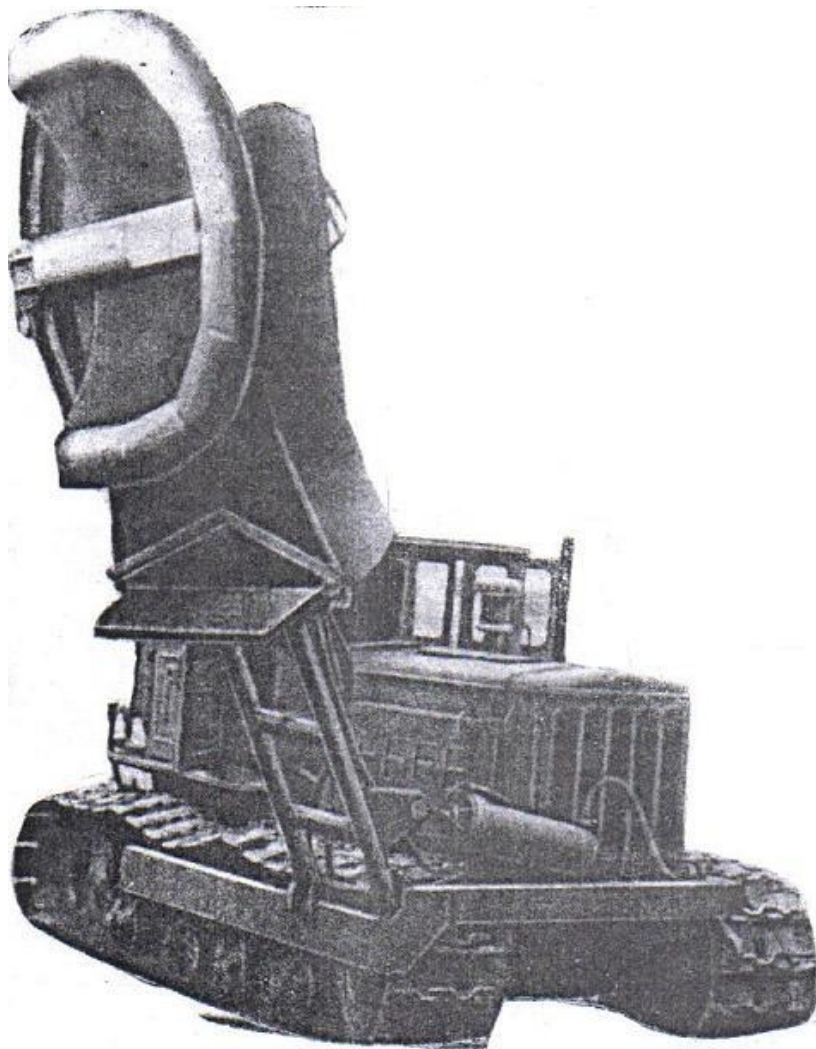


Рис. 1.8. Машина МСР-1,2 для скошування і видалення рослинності з укосів каналів глибиною до 1,2 м

Машина з цим пристроєм була обладнана двома незалежними гідросистемами: однією – для привода диска, іншою – для виконання встановлювальних рухів рам. Частота обертання диска складає 480 об/хв. Диск приводився в обертання гідродвигуном НПА-64.

Видалення рослинності в загущених насадженнях з вузькими міжряддями з відстанню від 1 до 1,5 м із застосуванням

бензопил і кущорізів місцевого виробництва виявилось малоефективним [13].

Створений для досконалішої механізації заводський кущоріз-подрібнювач типу КИМ-2 був недостатньо продуктивний, складний за конструкцією та ненадійний, а в густих посадках застосовувати його було просто неможливо. Автор нової конструкції спільно з Горюновим В.М. і Халезовим А.К. розробив більш досконалий навісний кущоріз. За допомогою цього кущоріза можна було зрізати і одночасно подрібнювати чагарник і його стебла. Його робочим органом служив двоножовий горизонтальний ротор [13].

Цей ротор (рис. 1.9), із зовнішнім діаметром 1600 мм, складався з маточини, виконаної у вигляді двох плоских дисків 4, ножів 6, шарнірно закріплених на нижньому диску маточини гвинтами. Зварна рама 3 встановлювалася на тракторі МТЗ-5 замість нижніх тяг навіски. Робочий орган приводився до дії від вала відбора потужності через карданний вал 1, узятий від комбайна УКСК-2,6, і конічний редуктор 2 комбайна ККХ-3.

Окрім цього, попереду трактора розташовано пристрій, що підгинає чагарник. Частота обертання ротора – 850 об/хв, вага кущоріза – близько 3500Н. При роботі ротора зрізаються стебла на висоті від 3 до 10 см від поверхні землі.

На Донецькій залізниці (Луганська ПЧЛ) був розроблений і виготовлений кущоріз – подрібнювач на базі комбайна КУС-2,6 [14].

Цей кущоріз являє собою навісний пристрій, який встановлювався на трактори МТЗ-5 або Т-40.

Основним робочим органом пристрою є барабан від силосного комбайна, на якому встановлювалися від 2 до 6 знімних ножів. Барабан розташовувався по центру сталеві коробчастої рами, обладнаної санчатами і шарнірно з'єднаної з трактором. Привід барабана здійснювався від вала відбору потужності через карданний вал, конічний редуктор і ланцюгову передачу. Частота обертання барабана складала 40 об/хв, ширина пристрою – 1,17м.

На Пензенській дистанції захисних лісонасаджень для зрізання чагарників як у насадженнях, так і на узліссях посадок

спочатку застосовували виготовлений власними силами дворядний кущоріз. Кущоріз цей виявився ефективним в роботі, але громіздким. До того ж він був розрахований для роботи тільки на 1,5-метровому міжрядді.

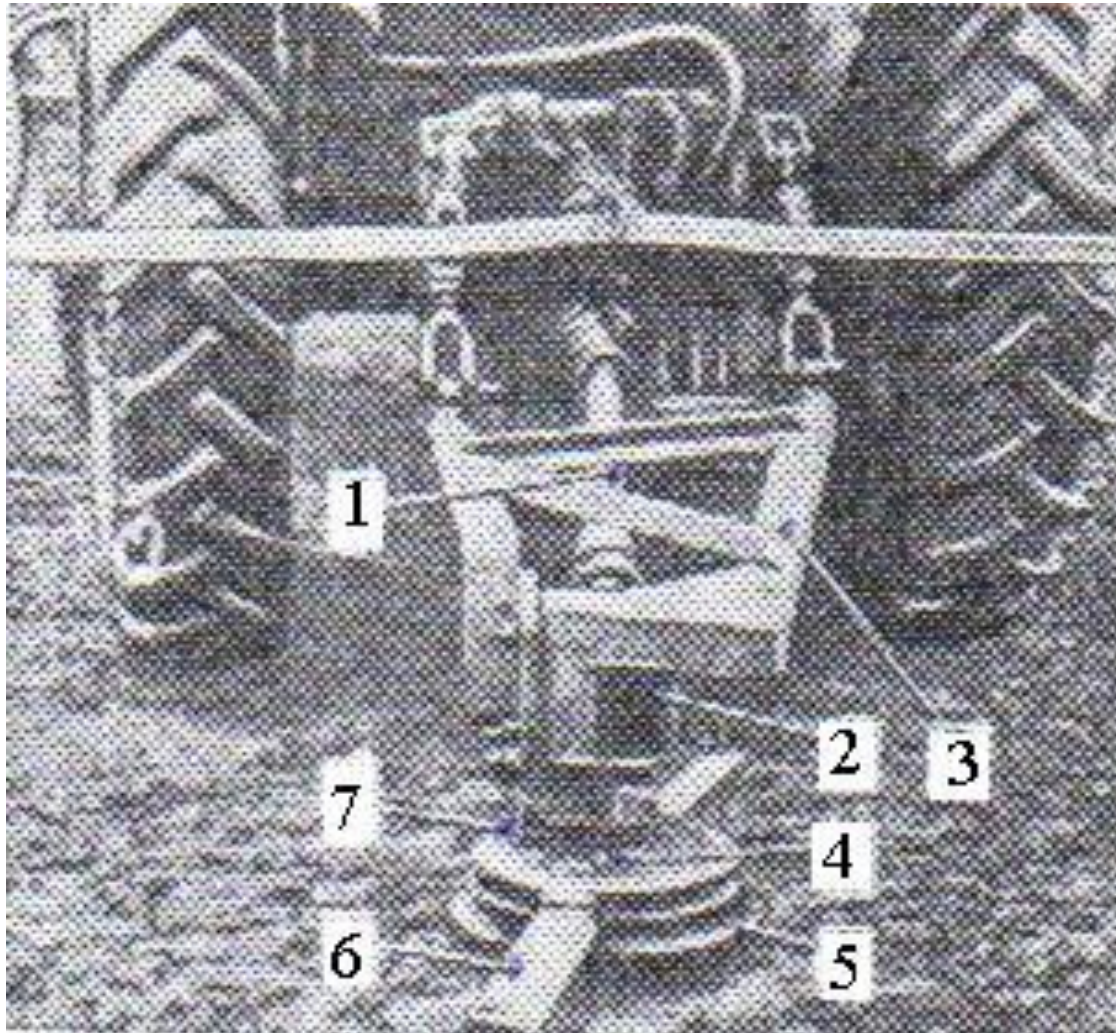


Рис. 1.9. Навісний кущоріз

Дещо пізніше був виготовлений малогабаритний кущоріз, яким можна було зрізати чагарники в посадках з метровими і 1,5 – метровими міжряддями [15]. Навіска 1 (рис. 1.10) цього кущоріза була запозичена від саджалки типу СЛН-1, а редуктор 6 виготовлений з двох конічних шестерень заднього моста трактора ДТ-75. Редуктор для жорсткості пов'язаний з навіскою за допомогою сталевих смуг 5. Вал робочого органа був укладений в кожух 4 з ребрами жорсткості. Зрізані паростки чагарника з

диска прибиралися лопатевим скидачем 2. Дискава пила 3 кріпилася до вала двома фланцями і гайкою.

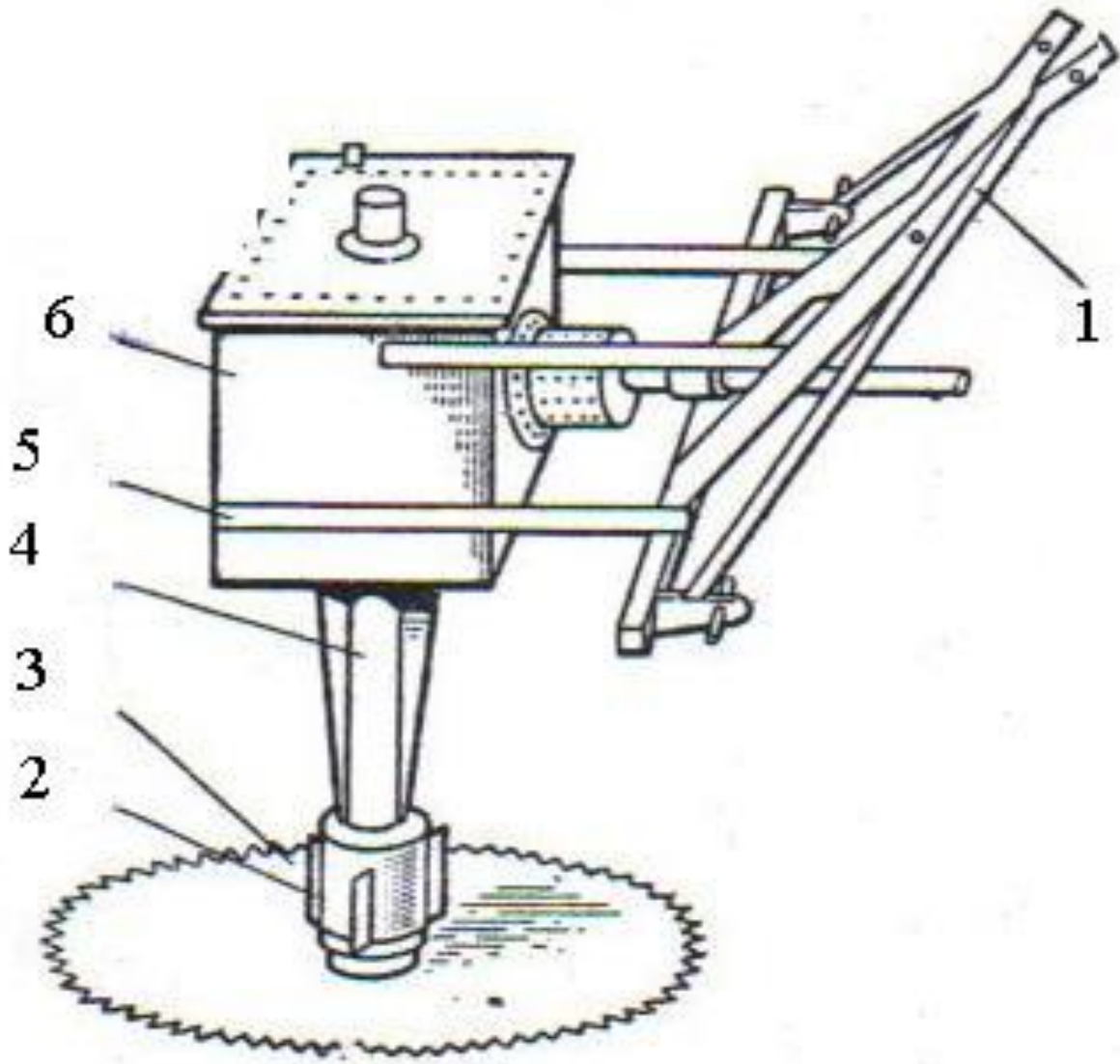


Рис. 1.10. Схема малогабаритного кущоріза

Для зрізання чагарника з боків трактора при русі машини уздовж ряду був виготовлений універсальний кущоріз з додатковим виносним пиляльним диском, який встановлювався на допоміжній рамі, прикріпленій до основної рами, і отримував обертання через горизонтально розташований редуктор, ланцюгову передачу і карданний вал.

Ще один кущоріз, призначений для зрізання чагарників суцільними рядами, був розроблений механізаторами Пензенської дистанції ПЧЛ-16. Він навішувався на трактор Т-40



ззаду. Трактор з таким кущорізом працював “на прохід”. Для цього попереду радіатора встановлювався вал, що провертається, а вісь цього механізму була зміщена від подовжньої осі трактора вліво по ходу його руху на величину 250 мм. Робочий орган пристрою – це пиляльний диск, зверху якого встановлювався скидач паростків чагарника. Діаметр пиляльного диска міг бути 800 або 900 мм, частота обертання 1250 об/хв. Привід робочого органу здійснювався від вала відбору потужності трактора.

На відміну від попередньої конструкції, фрезерний кущоріз-подрібнювач навішувався на трактор МТЗ-52 спереду. Три фрези, розташовані ярусно, мали зустрічне обертання. Перед кожною фрезою був встановлений пригинальний вал.

Радіатор трактора був захищений запобіжним щитком. Діаметр верхньої і середньої фрези – 200 мм, нижньої – 300 мм, частота їх обертання від 2200 до 2600 об/хв. Привід здійснювався від вала відбору потужності трактора. Ззаду на трактор можна було встановлювати дискову пилу як додатковий робочий орган.

Окрім фрезерного кущоріза, була виготовлена косарка для стрижки листяних огорож. Вона була змонтована на рамі сінокосарки СЗН-2,1 і закріплювалася на додатковій рамі, встановленій на гідронавісці трактора Т-40. Полотно косарки на цьому кущорізі було скорочено до 1600 мм. Підйом робочого органу забезпечувався гідроциліндром на висоту від 600 до 120 мм. Діаметр стовбура рослин, що зрізаються, складав до 15 см.

У Полтавській дистанції захисних лісонасаджень раціоналізатори Карпенко А.В. і Бай Ю.І. переобладнали роторну косарку на базі трактора “Білорусь” для стрижки огорожі і кущів на узліссях лісосмуг [17]. Старший інженер цієї дистанції Гринь Г.С. спільно з майстром Полинко Н.І. розробили навісне пристосування – косарку до трактора для стрижки живоплоту в двох площинах (рис. 1.11). Це була стріла з чотирма дисками, обладнаними ріжучими ножами. Стріла могла підійматися у вертикальній і повертатися в горизонтальній площині за допомогою гідроциліндрів. Обертання ріжучих дисків здійснювалося від вала відбору потужності через клинопасову передачу і конічний редуктор.

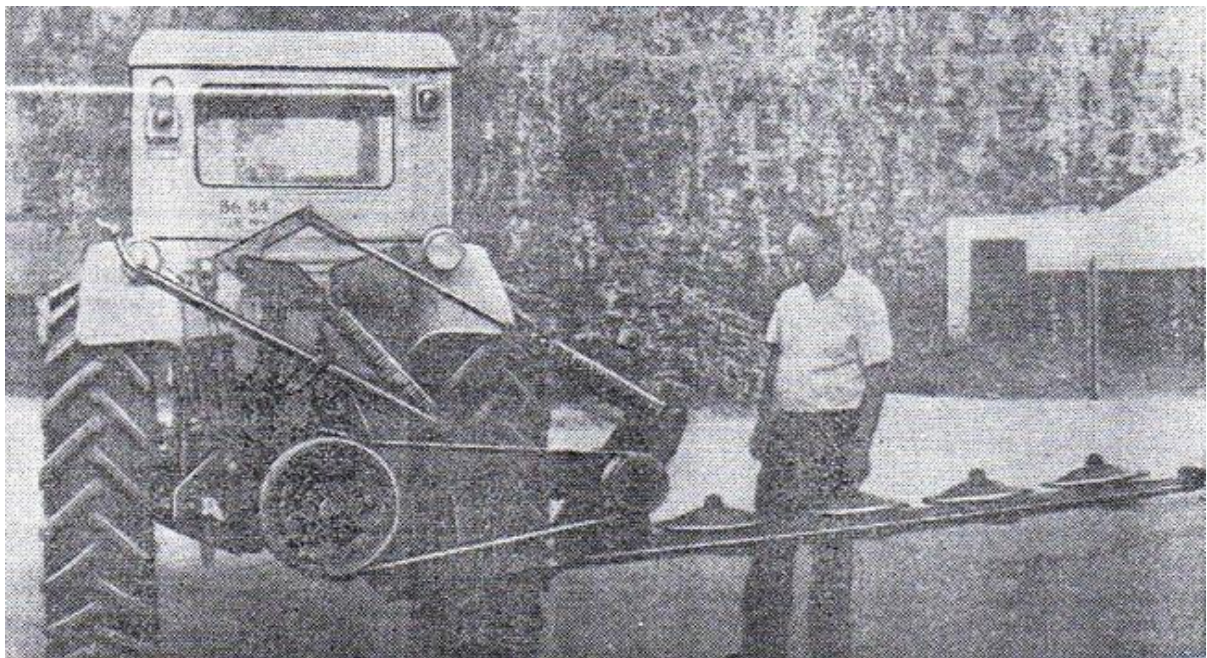


Рис. 1.11. Роторна косарка до трактора

Для суцільного спилювання рядів дерев і чагарників застосовувалася вдосконалена тришвидкісна маятникова пила ПМН-1 [18]. Схема її наведена на рис. 1.12.

Монтувалася вона на зварній рамі навіски 1 і складалася з телескопічної поворотної стріли 3, корпусу 2 пиляльного вала, конічного редуктора 5, запозиченого від силосоприбирального комбайна КС-2, гідроциліндра 6, карданного вала 7 і клинопасової передачі 4. Обертання пиляльного диска здійснювалося від вала відбору потужності трактора через карданний вал, конічний редуктор і клинопасову передачу.

Залежно від діаметрів шківів клинопасової передачі обертання диска могло бути до 2000, 1300 або до 900 об/хв. Напрямок обертання пиляльного диска здійснювався проти годинникової стрілки. Поворот стріли за допомогою гідроциліндра проводився на кут до  $45^{\circ}$ . Basisю для установалення тришвидкісної маяткової пили служили трактори МТЗ.

Механізатори Орської дистанції захисних лісонасаджень виготовили і упродували конструкцію вдосконаленої тришвидкісної маяткової пили. Ними ж було побудовано пристосування для заглушення рослинності [19].

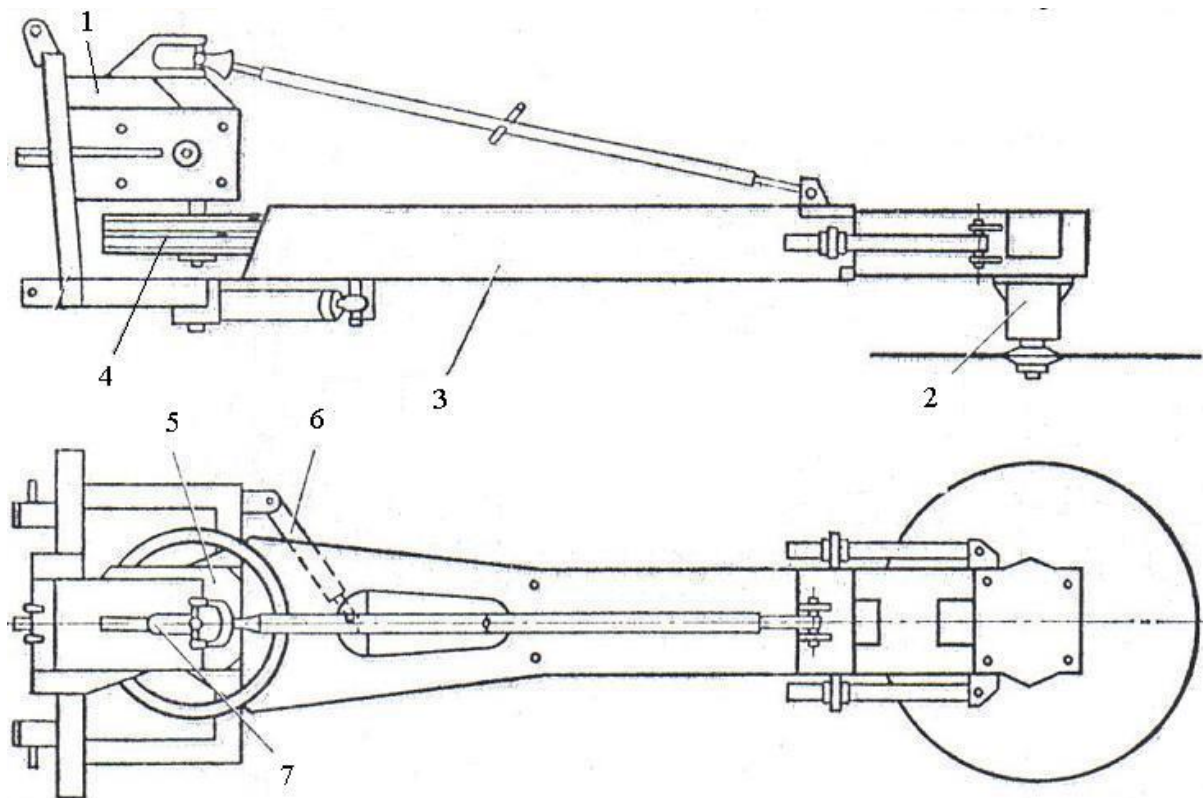


Рис. 1.12. Схема маятникової навісної пили ПМН-1

Цей пристрій розташовувався за колісним трактором і був рамою, на кінці якої в підшипниках був закріплений горизонтальний барабан з прикріпленими одним кінцем до нього крупноланковими ланцюгами, розташованими в два ряди. Барабан закривався кожухом (рис. 1.13).

Обертання барабана здійснювалося від вала відбору потужності через клинопасову передачу. Рама підіймалася в транспортне положення гідروциліндрами.

Останніми роками промисловістю країн СНГ стали випускатися серійні спеціалізовані машини для видалення рослинності.

Так, ВАТ «Каменський машинобудівний завод» Ростовської області виготовив роторну косарку типу КР-2,0 на базі тракторів МТЗ [20] (рис. 1.14).

Основний робочий орган – це ротор діаметром 2 м з ріжучими елементами. Ротор був обладнаний огорожею і встановлювався на консолі, за допомогою якої ротор міг при

роботі підійматися на кут  $75^{\circ}$  і опускатися на кут  $35^{\circ}$ , частота обертання ротора від 750 до 900 об/хв. Висота зрізу рослинності (від поверхні землі) від 40 до 200 мм. Привід ротора здійснювався від вала відбору потужності.

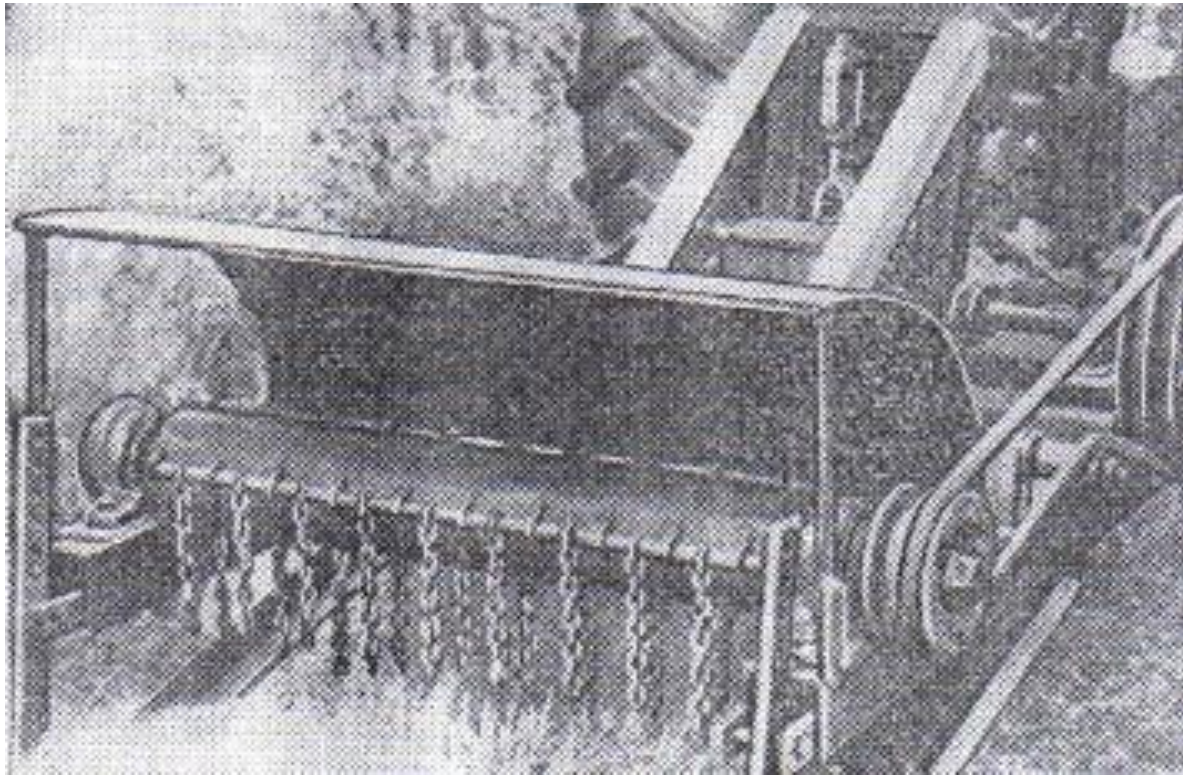


Рис. 1.13. Пристрій для заглушення небажаної рослинності

Найскладнішою і трудомісткою роботою є очищення укосів насипів і виїмок від чагарникової рослинності.

Науково–дослідницька лабораторія механізації і автоматизації колісеремонтних робіт ДВГУПСу створила для цієї мети спеціальну машину [21].

За основу її був прийнятий типовий бульдозер, на який навішувалося спеціальне устаткування. Це устаткування включало штовхальні бруси 2 (рис. 1.15), один кінець яких шарнірно з'єднаний з рамою трактора – тягача 1, а на протилежних кінцях встановлений решітковий, типу білячого колеса, неприводний валок 3. Між валком і тягачем на брусах 2 змонтована фреза 4, що приводиться в обертання гідродвигуном, що знаходиться в гідросистемі тягача. В задній частині трактора –

тягача була розміщена тягова лебідка 5. Вона, як і фреза, мала гідравлічний привід.

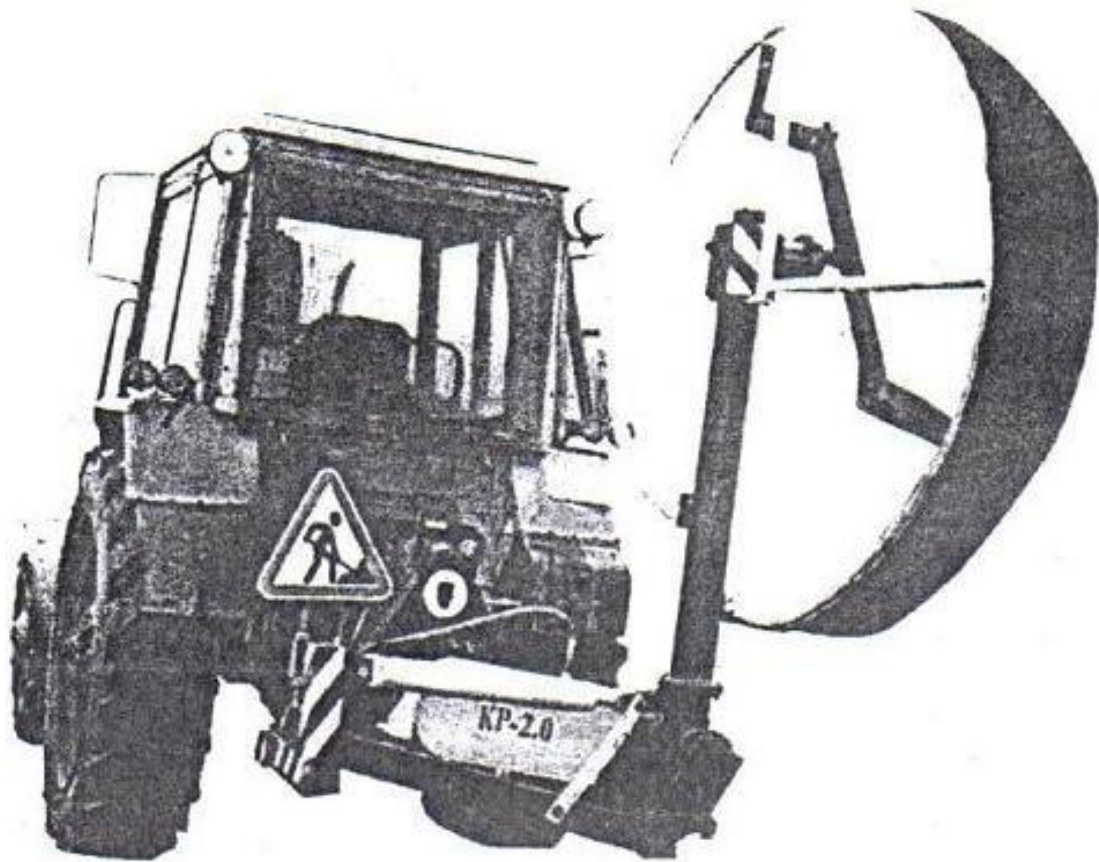


Рис. 1.14. Косарка роторна КР-2.0

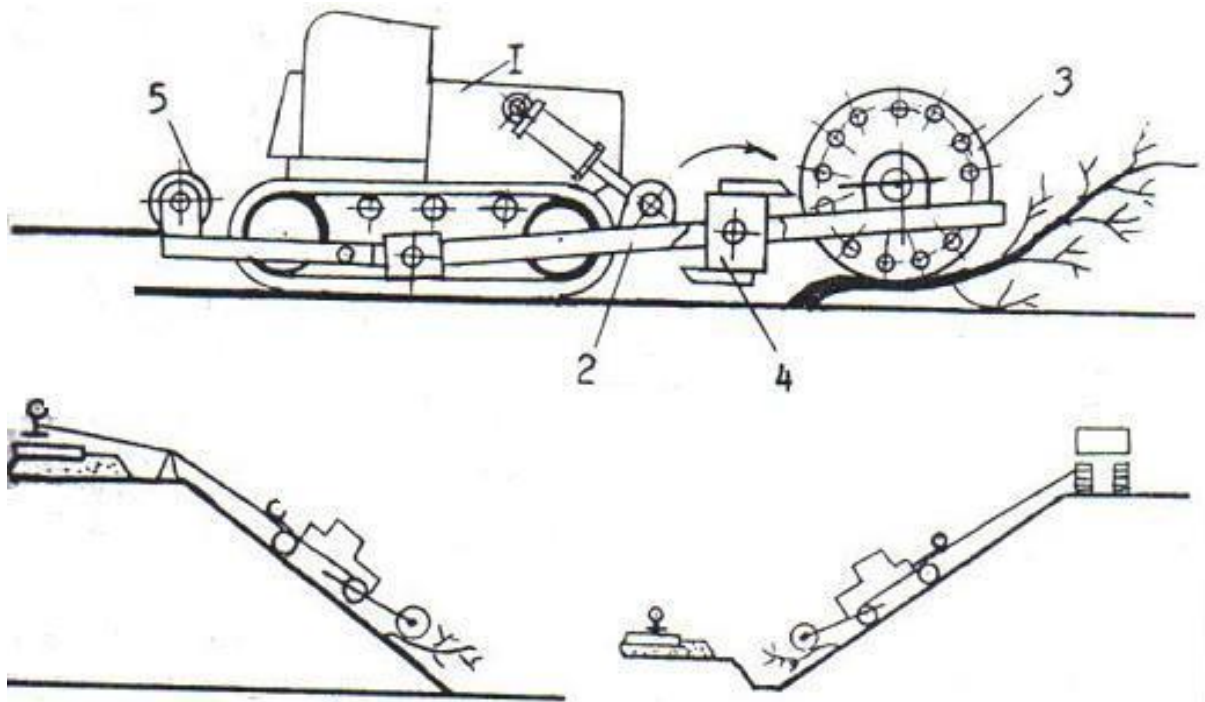


Рис. 1.15. Схема машини для очищення укосів і її робота

До місця робіт машину доставляли або на залізничній платформі, або на будь-якому іншому транспортному засобі.

Для знищення рослинності уздовж залізничного полотна Калузьким заводом “Ремпутьмаш” спільно з чеською фірмою МТН “Прага” розроблені і виготовлені кущорізи на залізничному ходу типу СП-93 з модифікаціями СП-93р, СП-902 [22].

Базою для кущоріза служить автодрезина Дельта, яка є двовісною колійною машиною з двома приводними осями. Рама машини має склепінчасту форму. В передній частині розташована кабіна з двома постами машиніста, на протилежному кінці рами розташована силова установка з генератором змінного струму. В середній частині рами під склепінням на поперечній балці з поворотним кругом розташована телескопічна стріла з робочим органом, встановленим на рамі, яка за допомогою гідропривода може змінювати своє положення в двох площинах. Ротор оснащений маховиком і двома ножами. Привід ротора здійснюється від гідродвигуна. Частота обертання ротора – 1050 об/хв, діаметр ротора – 1,5 м, обводова швидкість – 82 м/с. З протилежної частини робочого органу встановлена противага. Схема кущоріза СП-902 наведена на рис. 1.16.

Модифікації кущоріза відрізняються один від одного конструкцією стріли, поворотного круга і його розташуванням.

Кущорізи типу СП-93 можуть зрізати чагарникову рослинність і дрібні дерева діаметром до 150 мм на відстані до 9 м від подовжньої осі колії і на висоті до 6 м від рівня головки рейки. Паспортна продуктивність кущоріза – 1 км/год.

Окрім видалення чагарникової рослинності, значну складність мають роботи по вириванню пнів і коренів як дерев, так і чагарників у смузі відведення.

При виконанні таких робіт в колишньому СРСР для підприємств лісової промисловості випускалися спеціальні високопродуктивні машини.

Так, Брянським заводом іригаційних машин був випущений агрегат корчування К-15 на базі трактора Т-100, призначений для

корчування і згрібання деревно-чагарникової рослинності потоковим способом. Цією машиною можна було видаляти чагарник із стовбурами до 15 см на висоті 10 см від поверхні землі [23].



Рис. 1.16. Кущоріз на залізничному ходу типу СП-93

Нелідовський завод торф'яного машинобудування створив машину МТП-26 для суцільного корчування пнів [24]. Цією машиною за допомогою корчуючого ротора викорчуюються пні, знімним ротором подаються на транспортуючі ротори, де вони очищаються від прилиплоного ґрунту, потім падають на закатковану поверхню і зсовуються відвалами. Застосовувати такі машини в лісосмугах уздовж залізниць можливо тільки при необхідності повного омолодження посадки і зрізанні всіх дерев.

Харківським заводом дорожніх машин був розроблений викорчовувач М-6 [25], призначений для викорчовування пнів на сухих і заболочених ґрунтах, збирання пнів і повалених дерев, очищення ґрунту від коренів діаметром до 100 мм, засипання підпневих ям та інших подібних робіт.

Викорчовувач був навісним устаткуванням, що монтувалося на тракторах ДТ-55А або ДТ-55В.

Викорчовувач складався з відвала 1 (рис. 1.17), виконаного разом з штовхальними брусами 4 і основою 6 для кріплення гідроциліндрів 3, системи важелів 2 і гідروпривода.

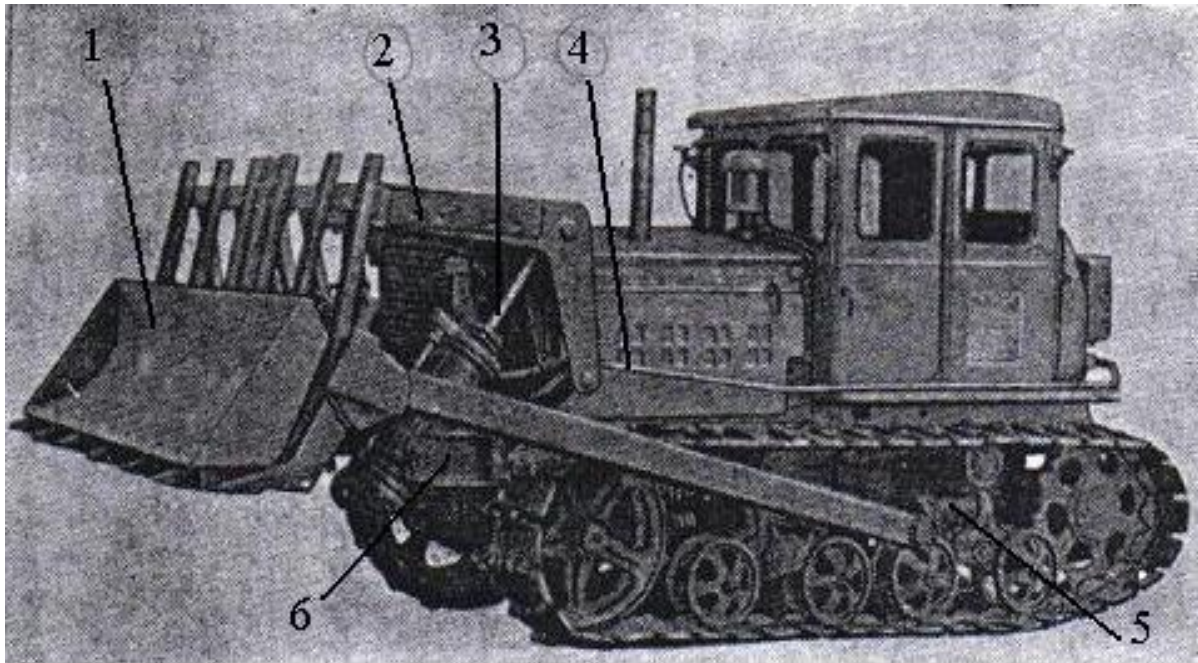


Рис. 1.17. Викорчовувач-збирач М-6

Відвал був П-подібною зварною конструкцією, шарнірно сполученою з поперечною балкою 5, укріпленою на лонжеронах трактора. У відвалі було сім гнізд для установлення зубів.

При корчуванні звичайно встановлювали три зуби в середній частині відвала, а при збиранні – шість (середнє гніздо залишалось вільним).

Ширина захоплення відвала – 2,3 м, найбільша висота підйому зубів над поверхнею землі – 1000 мм, найбільше заглиблення зубів – 350 мм, діаметр пнів, що викорчовуються, – до 200 мм.

Брянським заводом іригаційних машин був виготовлений викорчовувач-збирач ДП-27 активної дії для корчування чагарника дрібнолісся, а також окремих пнів і згрібання викорчованих пнів, чагарника і дрібнолісся за межі освоєваної площі [26].



Викорчовувач-збирач складався з поперечної балки з п'ятьма корчуючими зубами, двох штовхальних брусів, на яких було змонтовано два гідроциліндри, що забезпечують нахил цієї балки.

Особливість цієї конструкції полягала в тому, що при корчуванні пнів можна було суміщати поступальний рух трактора з поворотом поперечної балки, внаслідок чого різко підвищувалася ефективність корчування.

Дещо пізніше Мінгечаурський завод дорожніх машин випустив аналогічну машину – викорчовувач-збирач Д-608 (ДП-8) з активним робочим органом на базі трактора ДТ-75Б-С2, яким можна було корчувати пні діаметром до 30 см при глибині їх залягання до 50 см [27] (рис. 1.18).

Для корчування пнів і коренів створювалися і саморобні викорчовувачі.

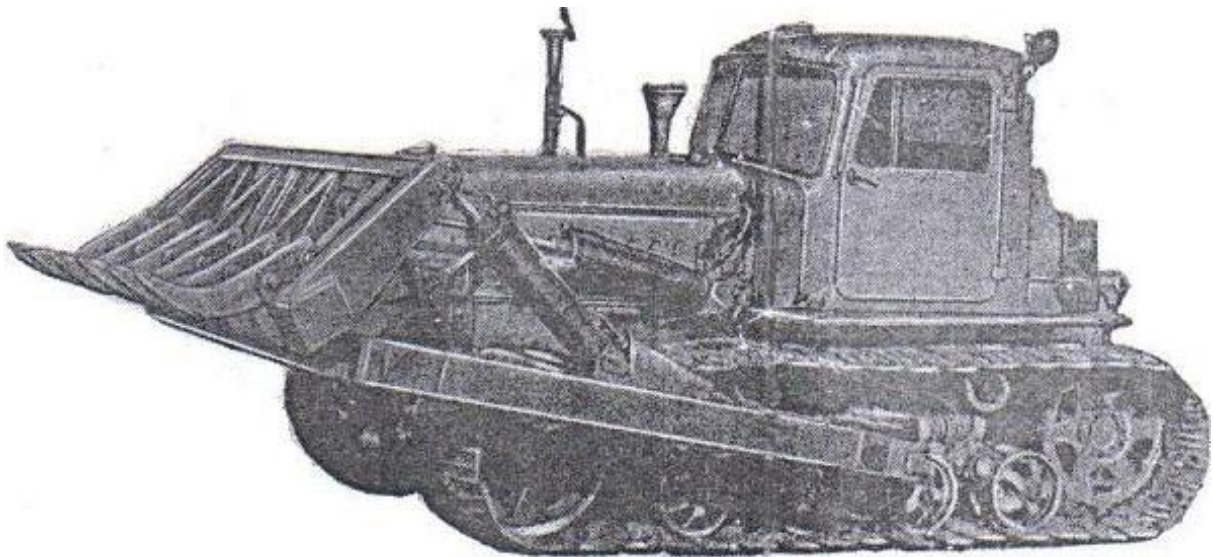


Рис. 1.18. Викорчовувач-збирач Д-608 з активним робочим органом

Так, раніше на Брянській дистанції захисту лісонасаджень, смугу відведення від пнів, дерев і чагарників очищали вручну або трактором із застосуванням сталевих канатів. Один з працівників ПЧЛ Хоняєв І.Г. вигадав легкий викорчовувач на базі трактора МТЗ [28]. До порожнистої балки 2 (рис. 1.19) приварювалися вушки 4, з якими з'єднувалися нижні тяги трактора. Зверху до балки приварювалися стійки 3 з отворами для верхньої тяги.

Стійки для жорсткості зв'язували смугою. В балці були чотири отвори, в які вставлялися 4 підрізні ножі 1. Довжина ножів – 950 мм.

Трактор заднім ходом під'їжджав до пня, за допомогою гідросистеми опускав викорчовувач і, суміщаючи рух назад і підйом викорчовувача, виривав пень. Продуктивність праці, в порівнянні з колишніми способами видалення пнів, підвищилася в 10 разів.

На підставі вищевикладеного аналізу машин і механізмів, призначених для знищення рослинності, в основному, механічним способом, видно, що перевага у країнах СНД і за кордоном віддається роторним робочим органам, що встановлені на одній або декількох головках і які дозволяють змінювати своє положення у вертикальній і горизонтальній площинах.

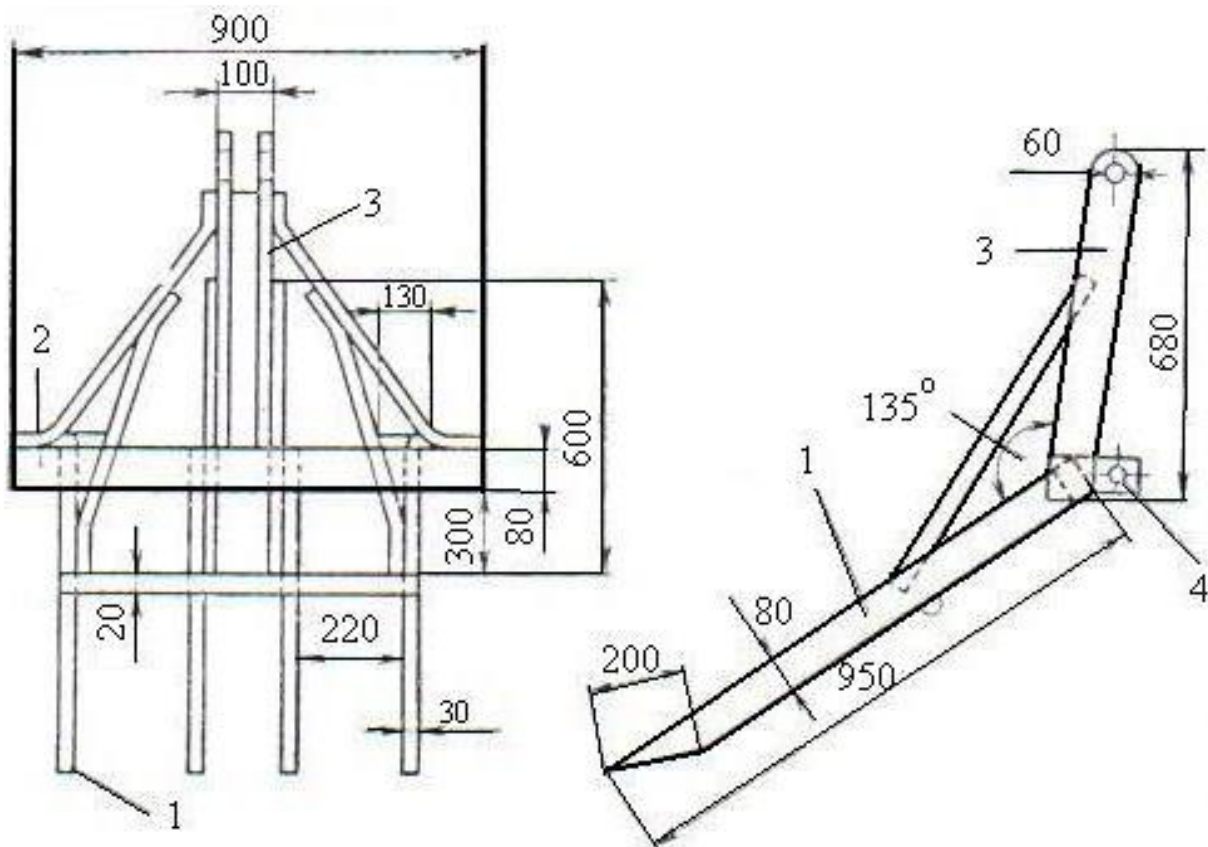


Рис. 1.19. Навісний на тракторі МТЗ легкий викорчовувач

Ротори частіше за все мають дві і більше лопатей, які є ножами, або обладнані змінними ріжучими елементами.

Роторні головки розміщують на стелах, які мають механізми повороту, нахилу і висунення.

База кущорізів – або спеціальні самохідні машини на рейковому гусеничному або колісному ході, або вони, як навісне устаткування, монтуються на техніку, що серійно випускається.

Приводи робочих органів отримують живлення від вала відбору потужності базових машин або від електро- або гідроелектростанцій.

Загальним недоліком, який властивий більшості кущорізів, на нашу думку, є можливість лише вибіркового зрізання рослинності на вильоті робочого органу, що значно знижує і продуктивність, і ефективність таких машин.

## 2. НАВІСНИЙ ПРИСТРІЙ НА ДРЕЗИНІ ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ РОСЛИННОСТІ

Навісний пристрій призначений для очищення від трави, чагарників і дрібних дерев смуги уздовж залізничної колії вширшки до 4,5 м від крайньої головки рейки.

Пристрій розміщується на платформі дрезини ДГКу. На рис. 2.1 надана схема дрезини з навісним пристроєм для видалення рослинності, що знаходиться в транспортному положенні.

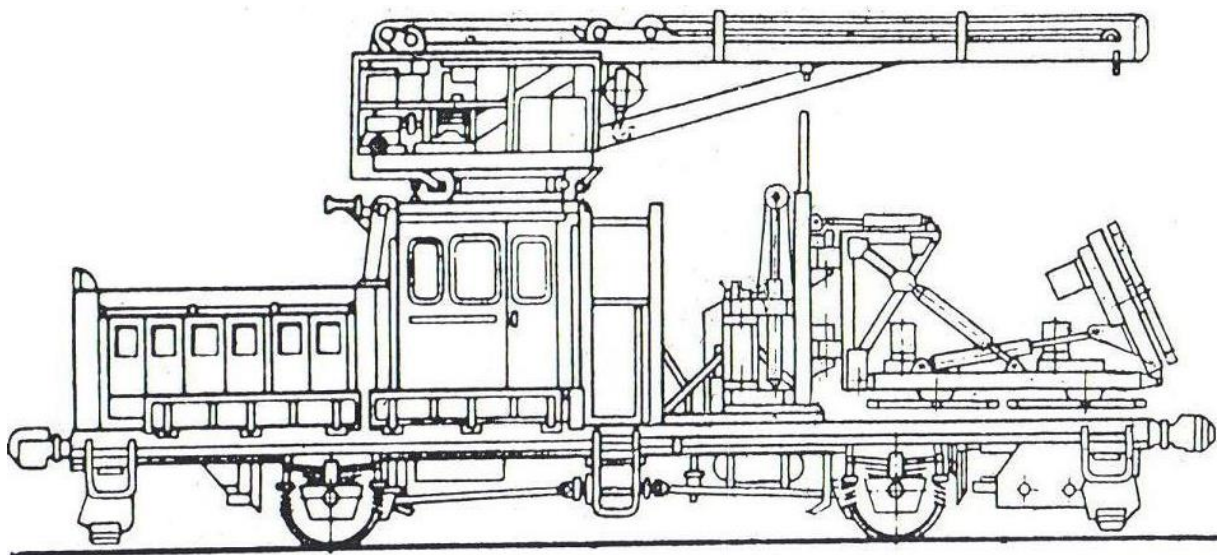


Рис. 2.1. Схема навісного пристрою для видалення рослинності в транспортному положенні на дрезині ДГКу

Цей пристрій містить основну 1 (рис. 2.2), поворотну 4, підйомну 9, несучу 12, робочу 14 і додаткову 22 рами [30].

Основна рама 1 є зварною конструкцією, що складається з двох стійок, верхньої і нижньої балок, розкосів і основи 23, якою вона кріпиться до платформи дрезини.

Поворотна рама 4 складається з верхніх і нижніх кронштейнів і двох вертикальних напрямних 8, з'єднаних для жорсткості в трьох місцях поперечиною.

Повертають поворотну раму 4, розкриваючи тим самим навісний пристрій гідроциліндром 5, корпус якого закріплений на основній рамі 1, а шток шарнірно з'єднаний за допомогою вушок з верхнім кронштейном поворотної рами 4.

На поворотній і основній рамах ще є додаткові вушки для перестановлення гідроциліндра 5 при навішуванні поворотної рами на інший бік.

У напрямних 8 розміщується підйомна рама 9, яка містить вертикальні і поперечні балки. Вертикальні балки входять всередину напрямних 8 і забезпечують ковзання рами 9 вгору і вниз.

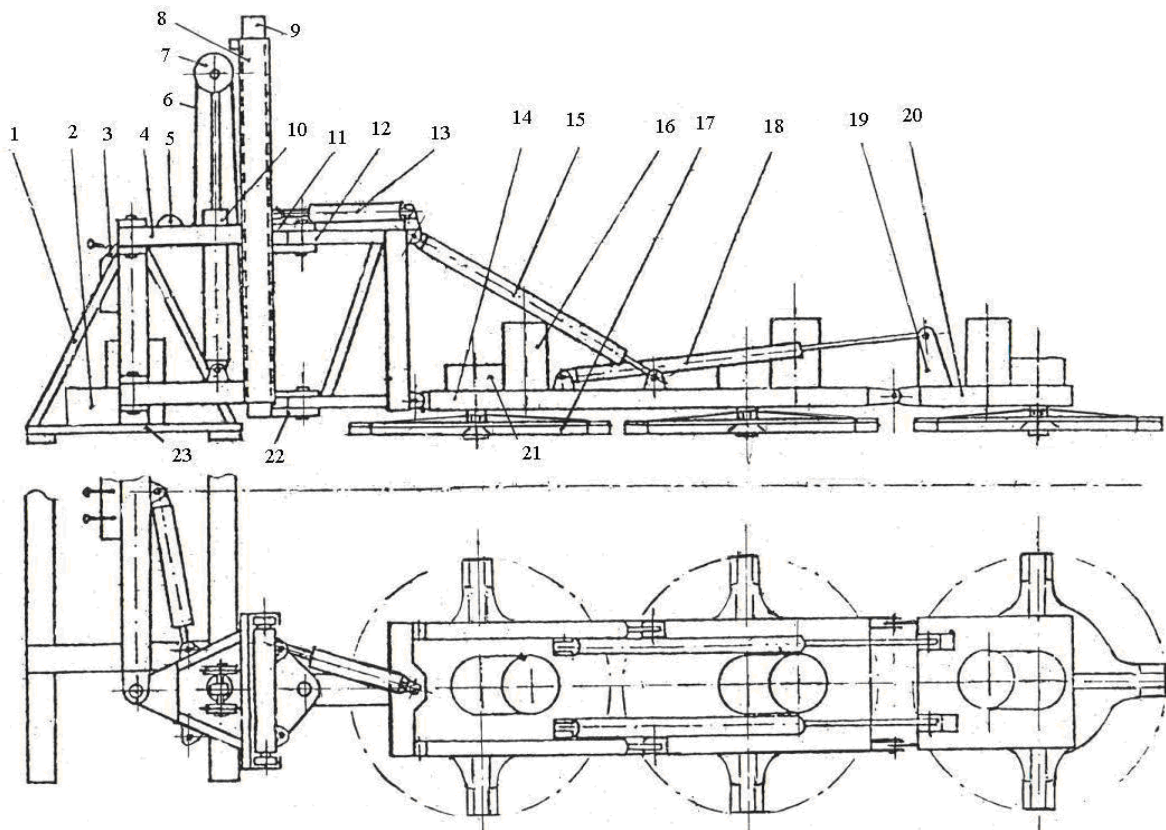


Рис. 2.2. Схема навісного пристрою для видалення рослинності  
Для зниження опорів при їх переміщенні вертикальні балки забезпечені котками.

Підйом і опускання підйомної рами здійснюють гідроциліндром 10 і двома втулково-роликowymi ланцюгами 6, які одним кінцем кріпляться на поворотній рамі 4, огинають два блоки 7, які розташовані на штоку гідроциліндра 10, а іншим кінцем з'єднані з нижньою частиною підйомної рами 9. Завдяки такій схемі хід штока гідроциліндра в два рази менше, ніж величина, на яку може піднятися або опуститися підйомна рама.

На поперечних балках підйомної рами встановлені вушки 11 і 22, в які входять і фіксуються підшипники несучої рами 12.

Несуча рама 12 призначена для навішування на ній робочих органів і служить для забезпечення їх повороту при обході перешкод і можливості розташування їх паралельно поверхні майданчика, на якому зрізається рослинність. Для цього на несучій рамі встановлено два механізми: повороту і нахилу.

Механізм повороту є гідроциліндром 13, корпус якого закріплений в вушках несучої рами 12, а шток шарнірно з'єднаний з кронштейном на підйомній рамі 9. Цей гідроциліндр може повертати раму 12 на кут до  $90^0$ . Для повороту несучої рами в протилежний бік на цей же кут передбачені на підйомній рамі додаткові кронштейни. Механізм нахилу служить для зміни положення робочої рами 14, яка шарнірно кріпиться до нижньої частини несучої рами 12. Цей механізм складається з двох паралельних гідроциліндрів 15, штоки яких з'єднані з робочою рамою 14 за допомогою вушок.

Робоча рама – зварна і виконана з швелерів. До цієї рами шарнірно кріпиться додаткова рама 20 аналогічної конструкції. Додаткова рама може змінювати своє положення щодо робочої рами за допомогою двох паралельних гідроциліндрів 18, штоки яких закріплені на кронштейнах 19. На робочій і додатковій рамах розміщено три ріжучі ротори 17, кожний з яких є плоским диском з чотирма лопатями з двосторонніми ріжучими кромками. Диски забезпечені ребрами жорсткості.

Замість дисків можна встановити дискові пили такого ж діаметра з прямими ріжучими зубами.

Кожний з роторів насаджений на вертикальний вал і через клинопасову передачу, захищену кожухом 21, одержує обертання від електродвигуна 16. Аналогічний привід розташований на додатковій рамі.

Електродвигуни одержують живлення від генератора потужністю 50 кВт, встановленого на дрезині. Гідроциліндри механізмів навісного пристрою працюють від насосної станції 2, яка розміщена на основній рамі 1. Керування механізмами і роторними пристроями здійснюється з пульта управління 3 оператором.

Працює навісний пристрій таким чином.

Після прибуття дрезини до місця виконання робіт гідроциліндром 10 підйомна рама 4 підіймається, щоб ротори не торкалися платформи, і потім гідроциліндром 5 поворотну раму з напрямними 8 розкривають так, щоб підйомна рама 9 вийшла за межі платформи. Після цього гідроциліндром 10 підйомна рама опускається на необхідну величину, а гідроциліндрами 13, 15 і 18 несуча, робоча і додаткова рами виставляються за профілем земляного полотна.

Послідовно включають електродвигуни роторів, і дрезина починає рух. Швидкість руху від 3 до 5 км/год. Ротори своїми ножами зрізають, частково подрібнюють і відкидають рослинність убік від шляху.

При появі будь-якої перешкоди, наприклад, опори контактної мережі, ротори вимикають, робоча і додаткова рами встановлюються в горизонтальне положення і гідроциліндром 13 несучу раму повертають так, щоб робочі органи розташувалися уздовж дрезини біля ходової частини.

Після виконання роботи проводиться переведення пристрою з робочого в транспортне положення. Спочатку вимикаються електродвигуни привода роторів, потім гідроциліндрами 18, 15 і 13 робочу і додаткову рами встановлюють горизонтально і перпендикулярно подовжній осі дрезини. Після цього гідроциліндром 10 робоче устаткування піднімають в граничне

верхнє положення і гідроциліндром 5 повертають і встановлюють на платформу.

Для монтажу і демонтажу навісного пристрою, а також його ремонту не вимагається додаткового вантажопідйомного пристрою, а використовується консольний кран дрезини ДКГУ.

В транспортному положенні пристрій вписується в габарити дрезини.

Пропонований пристрій можна встановлювати і на двовісну платформу типу УП-2, що входить в комплект до дрезин, або на чотиривісну типову платформу. Переміщати ці платформи повинна дрезина типу МПТ-4.

При цьому навісний пристрій на платформі необхідно розміщувати так, щоб він знаходився в зоні дії консольного крана цієї дрезини.

Це забезпечить монтаж і демонтаж пристрою, а також переведення його в транспортне положення при будь-якій відмові.

Як привід доцільно використовувати пересувну електростанцію потужністю 60 кВт, яку бажано встановити на дрезині МПТ-4.

Перші зразки кущорізів на дрезині ДГКу випробовувалися на коліях Південної залізниці.

Кущоріз, побудований для ППЖТ м. Волгодонська, за бажанням замовника мав двороторний робочий орган і міг зрізати рослинність на смузі до 3,5 м від головки крайньої рейки [31]. Випробування цього кущоріза (рис. 2.3) показали його працездатність і високу ефективність.

Кущоріз для Невинномиської дистанції колії Північно-Кавказької залізниці вже мав три ротори, які були розташовані на робочій і додатковій рамах [32]. При його випробуванні чотирилопатеви́ми роторами зрізалися не тільки чагарники, але і молоді дерева з діаметром стовбура до 15 см. Ширина смуги, що очищалась від рослинності, досягала 5 м від головки рейки (рис. 2.4).

На навісному пристрої до дрезини ДГКу є такі механізми для привода робочих органів:

- механізм привода роторів;
- механізм розкриття робочих органів;
- механізм підйому робочих органів;
- механізм повороту;
- механізм нахилу робочої рами;
- механізм нахилу додаткової рами.

На кожному роторі встановлений індивідуальний привід. Для привода ротора застосовувався електродвигун змінного струму.

Для розрахунку потрібної потужності електродвигуна привода використовується методика розрахунку привода стругальних і фрезерних деревообробних верстатів [33].

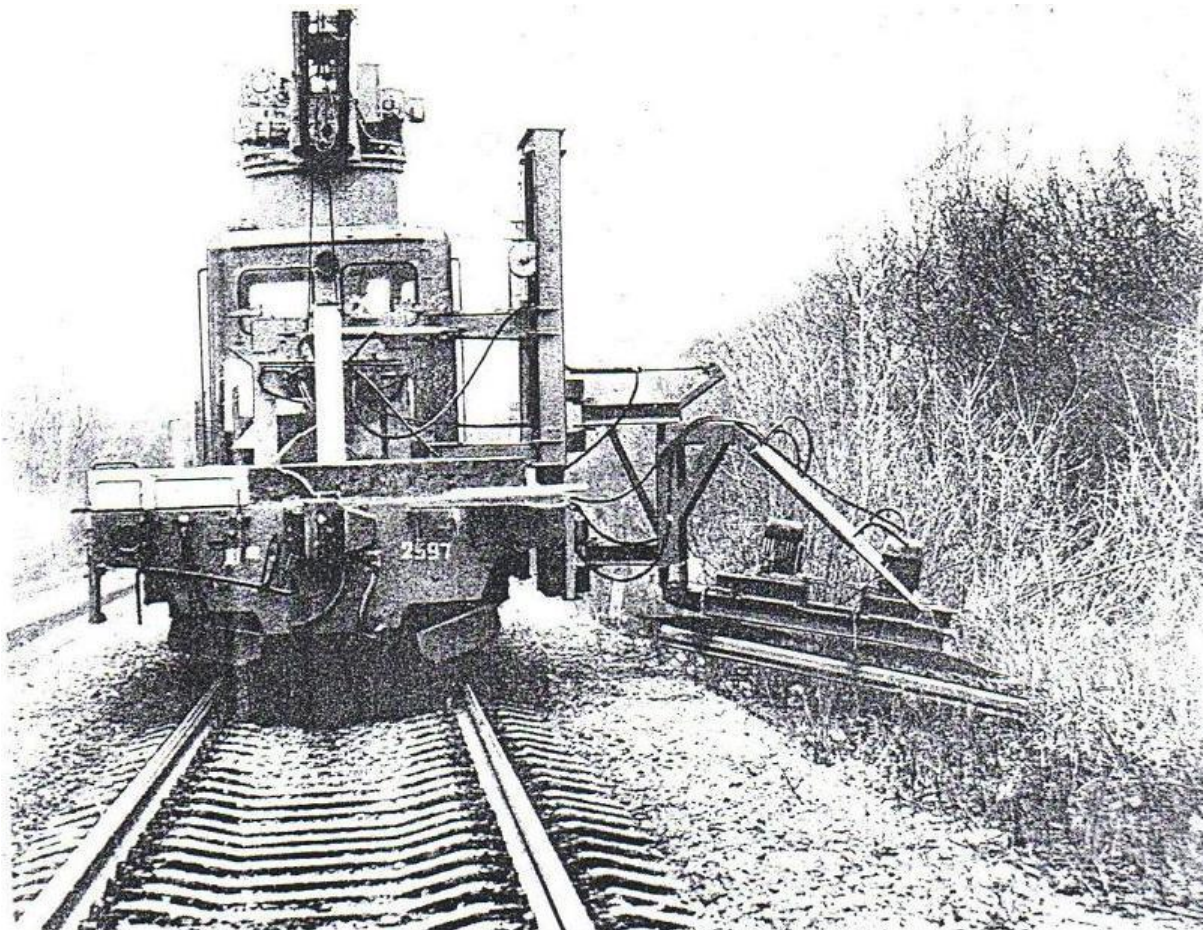


Рис. 2.3. Кущоріз з двороторним робочим органом на випробуваннях



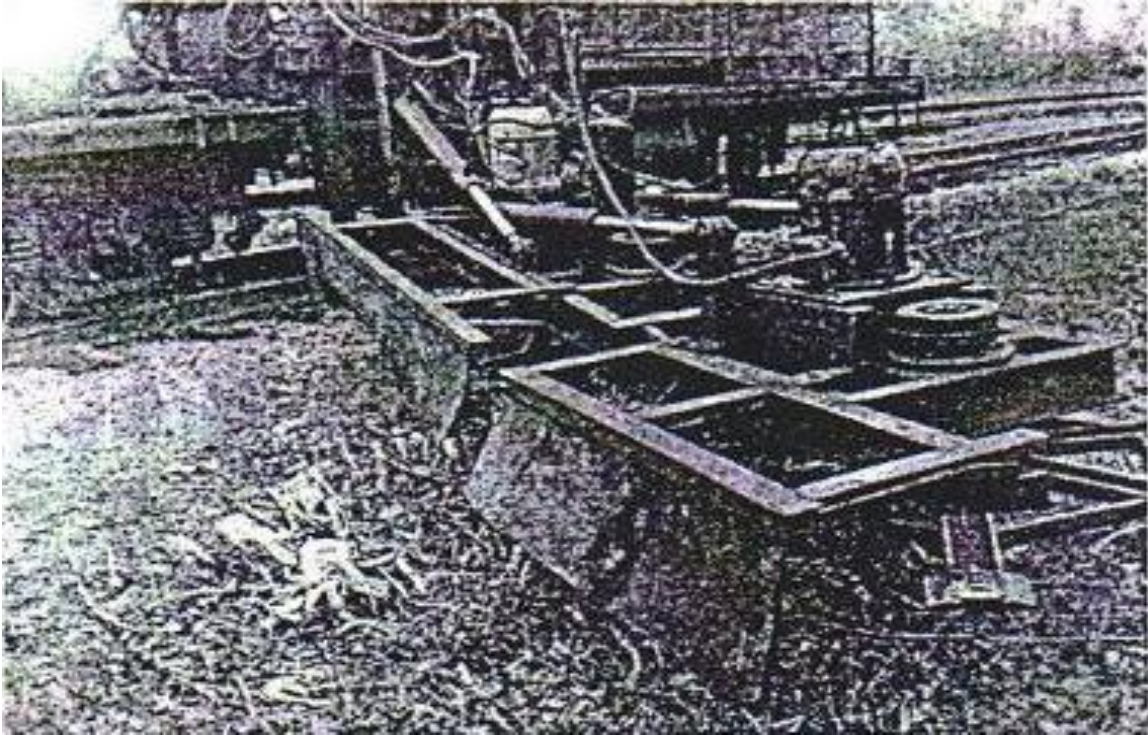


Рис. 2.4. Випробування трироторного кущоріза

Потужність привода одного ротора  $N_{\text{пр}}$ , кВт,

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{р}} + N_{\text{ор}} + N_{\text{тр}}}{\eta},$$

де  $N_{\text{р}}$  – потужність, що витрачається на різання рослинності, кВт;

$N_{\text{ор}}$  – потужність, що витрачається на відкидання стружки і зрізаної рослинності (трави, чагарника, дрібних дерев), кВт;

$N_{\text{тр}}$  – потужність, що витрачається на тертя ножів ротора при різанні рослинності, кВт;

$\eta$  – ККД привода ротора.

Витрати потужності на розгін ротора в даній формулі не враховуються, оскільки різання ротором рослинності починається тільки після сталої частоти його обертання.

Потужність, що витрачається на різання  $N_{\text{р}}$ , кВт,

$$N_p = \frac{P_p \cdot v_p}{1000},$$

де  $P_p$  – опір різанню, Н;

$v_p$  – обводова швидкість різання, м/с.

Опір різанню  $P_p$ , Н,

$$P_p = k_p \cdot b \cdot h \cdot \frac{v_{\Pi}}{v_p},$$

де  $k_p$  – питомий опір різанню деревини, Н/м<sup>2</sup>;

$b$  – ширина зрізання деревини одним ножом, м;

$h$  – глибина зрізання шару деревини одним ножом, м;

$v_{\Pi}$  – поступальна швидкість ротора, м/с;

$v_p$  – обводова швидкість ротора, м/с.

Поступальна швидкість ротора  $v_{\Pi}$ , м/с,

$$v_{\Pi} = S \cdot Z \cdot n_p,$$

де  $S$  – подача на один ніж або товщина стружки, що зрізається одним ножом, м;

$Z$  – число ножів на роторі;

$n_p$  – частота обертання ротора, об/с.

Обводова швидкість ротора  $v_p$ , м/с,

$$v_p = \pi \cdot D_p \cdot n_p,$$

де  $D_p$  – діаметр ротора, м;

$n_p$  – частота обертання ротора, об/с.

Потужність, що витрачається на відкидання рослинності  
 $N_{OP}$ , кВт,

$$N_{OP} = \frac{k_{OP} \cdot v_p^2 \cdot m}{1000 \cdot 2},$$

де  $k_{OP}$  – коефіцієнт, що враховує вид рослинності, яка відкидається;

$v_p$  – обводова швидкість ротора, м/с;

$m$  – маса матеріалу, який відкидається за 1 с, кг.

Маса деревного матеріалу  $m$ , кг, який відкидається за 1 с

$$m = b \cdot h \cdot v_{II} \cdot \rho,$$

де  $b$  – ширина стружки, що зрізується, м;

$h$  – глибина стружки, що зрізується, м;

$v_{II}$  – поступальна швидкість ротора, м/с;

$\rho$  – густина деревного матеріалу, що зрізується, кг/м<sup>3</sup>.

Потужність, що витрачається на тертя ножів ротора об рослинність, яка зрізується,  $N_{TP}$ , кВт,

$$N_{TP} = \frac{P_T \cdot v_{рез}}{1000},$$

де  $P_T$  – сила тертя ножа об деревину, Н;

$v_{рез}$  – швидкість різання, м/с.

Сила тертя  $P_T$ , Н,

$$P_T = N \cdot f,$$

де  $N$  – вертикальна реакція на ніж від ваги рослинності, що зрізується (чагарнику, невеликого дерева), Н;  
 $f$  – коефіцієнт тертя деревини об сталь.

Швидкість різання  $v_{\text{рез}}$ , м/с,

$$v_{\text{рез}} = 2\pi \cdot R_{\text{ср}} \cdot n_{\text{р}},$$

де  $R_{\text{ср}}$  – відстань від центра ваги площі деревини, що зрізується, до осі обертання ротора, м;  
 $n_{\text{р}}$  – частота обертання ротора, об/с.

На підставі отриманого значення  $N_{\text{ПР}}$  за каталогом [34] підбирають необхідний електродвигун.

Передавальне число привода  $i$

$$i = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{р}}},$$

де  $n_{\text{д}}$  – частота обертання вибраного електродвигуна, об/хв;  
 $n_{\text{р}}$  – частота обертання ротора, об/хв.

Якщо замість електродвигуна у приводі ротора використати гідродвигун, то необхідно визначити потрібний крутний момент на вертикальному валу ротора.

Цей крутний момент  $M_{\text{КР}}$ , Н·м, визначається за формулою

$$M_{\text{КР}} = 9550 \frac{N_{\text{ПР}}}{n_{\text{р}}},$$

де  $N_{\text{ПР}}$  – потрібна потужність ротора, кВт;  
 $n_{\text{р}}$  – частота обертання ротора, об/хв.

Крутний момент, що утворюється гідродвигуном  $M_{\text{г}}$ , Н·м,

$$Mg = 0,159 \cdot q_m \cdot p \cdot \eta_m,$$

де  $q_m$  – робочий об'єм гідродвигуна (об'ємна стала), м<sup>3</sup>;

$p$  – тиск в гідросистемі, МПа;

$\eta_m$  – механічний ККД гідродвигуна.

Крутний момент гідродвигуна, який вибрали  $Mg \geq M_{кр}$ . За підібраними параметрами з каталогу [35] вибираємо необхідний гідродвигун.

Розкриття робочого органу проводиться при переході навісного пристрою з транспортного положення в робоче.

Поворот здійснюється гідроциліндром.

Для визначення зусилля в штоку гідроциліндра механізму розкриття необхідно встановити опори, які можуть виникнути при розкритті робочого органу. Розрахункова схема наведена на рис. 2.5.

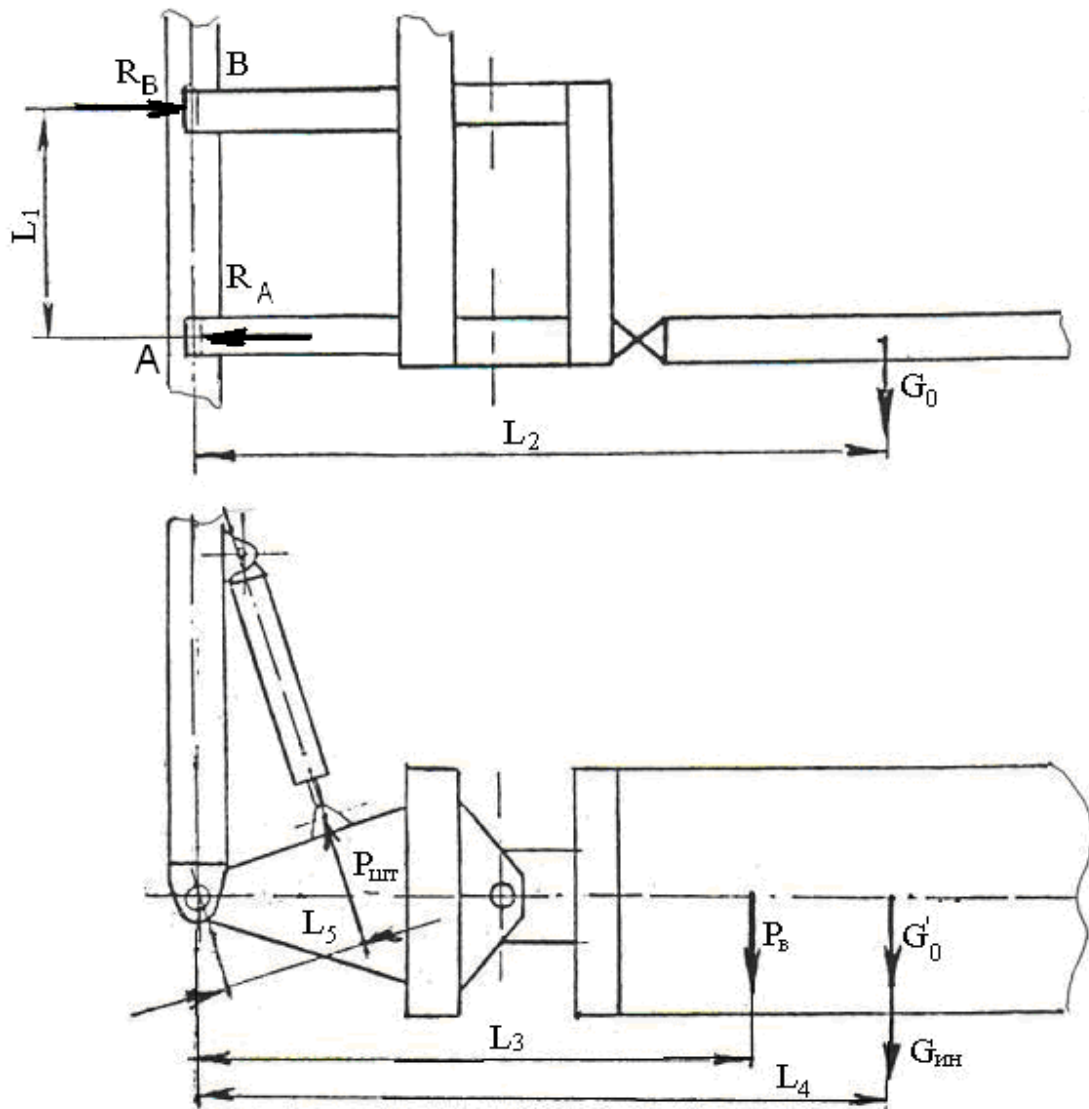


Рис. 2.5. Схема до розрахунку механізму розкриття поворотної частини навісного пристрою

При розрахунку цього механізму враховуються опори в шарнірах поворотної рами, вага частини навісного пристрою, що повертається, і її горизонтальна складова, а також опір від дії вітрового навантаження.

Для визначення реакцій  $R_A$  і  $R_B$ ,  $H$ , в шарнірах А і В основної рами складаються рівняння суми моментів щодо точки В.

$$\sum M_B = 0;$$

$$G_0 L_2 = R_A L_1.$$

$$R_A = \frac{G_0 L_2}{L_1},$$

де  $G_0$  – приведена до центра ваги вага поворотної частини навісного пристрою, Н;

$L_1$  – відстань між шарнірами А і В, м;

$L_2$  – відстань від центра ваги частини пристрою, що розкривається, до осі повороту, м.

Зі схеми на рис. 2.5 видно, що

$$R_B = R_A.$$

Момент опорів  $M_S$ , Н·м, в шарнірах А і В

$$M_S = (R_A + R_B)r \cdot f + G_0 \cdot f \cdot r_1,$$

де  $r$  – радіус цапфи шарніра, м;

$r_1$  – середній радіус, м;

$f$  – коефіцієнт тертя в шарнірі.

Горизонтальна складова ваги поворотної частини навісного пристрою  $G'_0$ , Н,

$$G'_0 = G_0 \cdot \sin \alpha,$$

де  $G_0$  – вага поворотної частини пристрою, Н;

$\alpha$  – кут нахилу пристрою, град.

Цей кут  $\alpha$  визначається із співвідношення

$$\alpha = \arcsin \frac{h}{b} ,$$

де  $h$  – величина перевищення однієї рейки над іншою, м;  
 $b$  – ширина колії, м.

Сила інерції, що виникає при розкритті поворотної частини  
 $G_{IH}$ , Н,

$$G_{IH} = m_0 \cdot j ,$$

де  $m_0$  – маса поворотної частини пристрою, кг;  
 $j$  – прискорення при русі поворотної частини пристрою,  
 м/с<sup>2</sup>.

Сила від дії вітру на поворотну частину, Н,

$$P_B = F \cdot p_B \cdot k_A \cdot k_C ,$$

де  $F$  – площа поворотної частини пристрою, м<sup>2</sup>;  
 $p_B$  – питомий тиск вітру, Па;  
 $k_A$  – коефіцієнт аеродинамічності конструкції;  
 $k_C$  – коефіцієнт суцільності конструкції.

Тоді зусилля на штоку гідроциліндра  $P_{ШТ}$ , Н, визначається з рівняння моментів діючих сил щодо осі повороту:

$$\sum M_0 = 0;$$

$$(G_{IH} + G'_0) \cdot L_4 + P_B \cdot L_3 - P_{ШТ} \cdot L_5 + M_S = 0;$$

$$P_{ШТ} = \frac{(G_{IH} + G'_0) \cdot L_4 + P_B \cdot L_3 + M_S}{L_5} ,$$



де  $P_{\text{шт}}$  – зусилля на штоку гідроциліндра, Н;  
 $G_{\text{ін}}$  – сила інерції, Н;  
 $G_0$  – горизонтальна складова від ваги поворотної частини при нахилі пристрою, Н;  
 $M_S$  – момент опору в шарнірах, Н·м;  
 $L_3, L_4, L_5$  – плечі дії сил, м.

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D$ , м,

$$D = \sqrt{\frac{4P_{\text{шт}}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \eta_M} + d^2},$$

де  $p$  – робочий тиск в гідросистемі, МПа;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра;  
 $d$  – діаметр штока гідроциліндра, м.

Мінімальний діаметр штока гідроциліндра  $d_{\text{min}}$ , м, що працює на розрив, визначається за формулою

$$d_{\text{min}} = \sqrt{\frac{4P_{\text{шт}}}{\pi \cdot [\sigma]_p \cdot 10^6}},$$

де  $P_{\text{шт}}$  – зусилля в штоку гідроциліндра, Н;  
 $[\sigma]_p$  – напруження, що допускається, на розрив діаметра штока з вибраної марки сталі, МПа.

Діаметр штока гідроциліндра підбирається за умовою  $d=(3...6)d_{\text{min}}$ .

За отриманим внутрішнім діаметром гідроциліндра з каталогу [35] вибирається відповідний гідроциліндр загального призначення.

Підйом робочого органу проводиться при переході машини з робочого положення в транспортне, а опускання – при переході

машини в робоче положення. Ці операції здійснюються за допомогою гідроциліндра і двократного поліспада.

За аналогією з виловними авто- і електронавантажувачами, що мають подібний підйомний механізм, який складається з телескопічної рами і каретки з вантажозахоплювальним пристроєм, на даній конструкції встановлено один гідроциліндр і поліспаст з двох блоків і двох втулково-роликів ланцюгів. Схема для розрахунку цього механізму наведена на рис. 2.6.

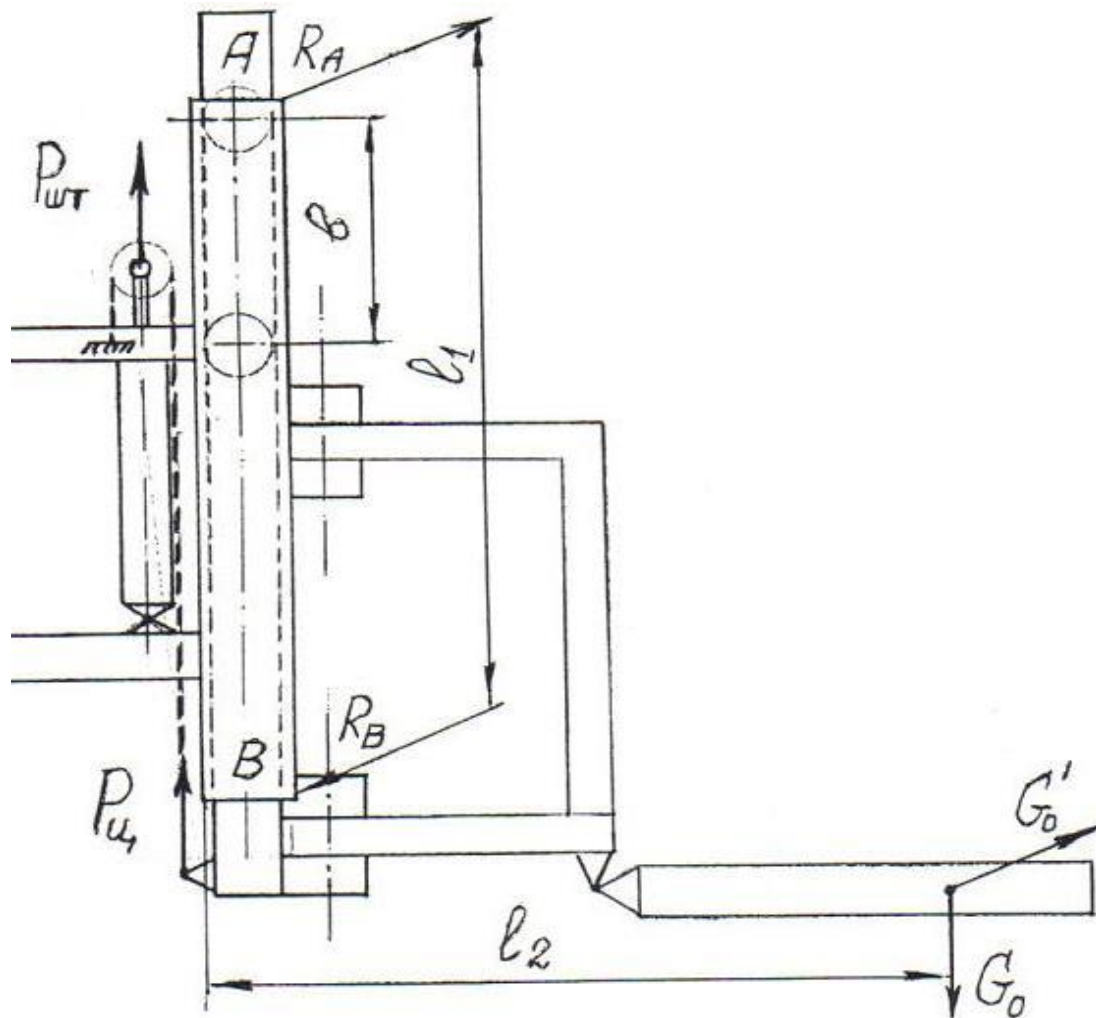


Рис. 2.6. Схема до розрахунку механізму підйому робочого органу

Зусилля в штоку гідроциліндра  $P_{шт}$ , Н,

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{P_{\text{Ц}} \cdot i}{\eta},$$

де  $P_{\text{Ц}}$  – потрібне зусилля в ланцюгах поліспасти для підйому робочого органу, Н;  
 $i$  – кратність поліспасти;  
 $\eta$  – ККД поліспасти.

Зусилля в ланцюгах поліспасти  $P_{\text{Ц}}$ , Н,

$$P_{\text{Ц}} = G_0 + F_{\text{П}} + W_{\text{П}},$$

де  $G_0$  – вага поворотної частини пристрою, Н;  
 $F_{\text{П}}$  – опір, що виникає при русі підйомної рами по напрямних, Н;  
 $W_{\text{П}}$  – опір від можливого заклинювання при перекосі робочого органу, Н.

Для зниження опору  $F_{\text{П}}$ , Н, при русі підйомної рами вона обладнана двома парами котків.

Тоді, цей опір  $F_{\text{П}}$ , Н,

$$F_{\text{П}} = G_0 \cdot l_2 \cdot \frac{2\omega_{\text{к}}}{b},$$

де  $l_2$  – відстань від приведеного центра ваги частини, що піднімається, робочого органу до вертикальної осі поворотної рами, м;  
 $b$  – відстань між котками підйомної рами, м;  
 $\omega_{\text{к}}$  – коефіцієнт опору в котках робочої рами.

Опір від можливого перекосу підйомної рами в напрямних, який може відбутися у момент підйому робочого органу при роботі на ухилі  $W_{\text{П}}$ , Н,

$$W_{\Pi} = (R_A + R_B) \cdot f_1,$$

де  $R_A$  і  $R_B$  – реакції в місцях можливого заклинювання підйомної рами, Н;

$f_1$  – коефіцієнт опору в додаткових упорних роликах, які встановлені в місцях можливого заклинювання.

Реакції  $R_A$  і  $R_B$ , Н, визначаються за допомогою рівнянь рівноваги щодо точок А і В

$$\sum M_A = 0;$$

$$G_0 \cdot l_2 = R_B l_1;$$

$$R_B = \frac{G_0 \cdot l_2}{l_1};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$G_0 \cdot l_2 = R_A l_1;$$

$$R_A = \frac{G_0 \cdot l_2}{l_1};$$

$$R_A = R_B,$$

де  $l_1$  і  $l_2$  – плечі дії сил, м;

$G_0$  – горизонтальна складова від ваги поворотної частини робочого органу, Н.

Ця складова  $G_0$ , Н,

$$G'_0 = G_0 \cdot \sin \alpha_1,$$

де  $\alpha_1$  – кут перекоосу рами при роботі на ухилі, град.

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D$ , м,

$$D = \sqrt{\frac{4P_{\text{ШТ}}}{\pi \cdot p \cdot \eta_M \cdot 10^6}},$$

де  $P_{\text{ШТ}}$  – зусилля в штоку гідроциліндра, Н;

$p$  – робочий тиск в гідросистемі, МПа;

$\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра.

За отриманим внутрішнім діаметром за каталогом [35] підбирається необхідний гідроциліндр.

Механізм повороту робочого органу дозволяє регулювати ширину смуги, що очищується від рослинності, встановлювати робочий орган паралельно поверхні землі, а також обходити різні перешкоди (опори контактної мережі в період роботи машини та ін.).

При повороті робочого органу можуть виникнути такі опори, як:

- опір від горизонтальної складової ваги робочого органу;
- опір від тертя в шарнірах;
- опір від дії вітрового навантаження;
- опір від сил інерції при повороті.

Горизонтальні складові від ваги несучої, робочої і додаткової рам при нахилі машини

$$G'_P = G_P \cdot \sin \alpha;$$

$$G'_D = G_D \cdot \sin \alpha;$$

$$G'_H = G_H \cdot \sin \alpha,$$

де  $G_P, G_D, G_H$  – вага робочої, додаткової і несучої рам, Н;  
 $\alpha$  – кут нахилу, град.

Опори від тертя в шарнірах можна визначити зі схеми, яка наведена на рис. 2.7.

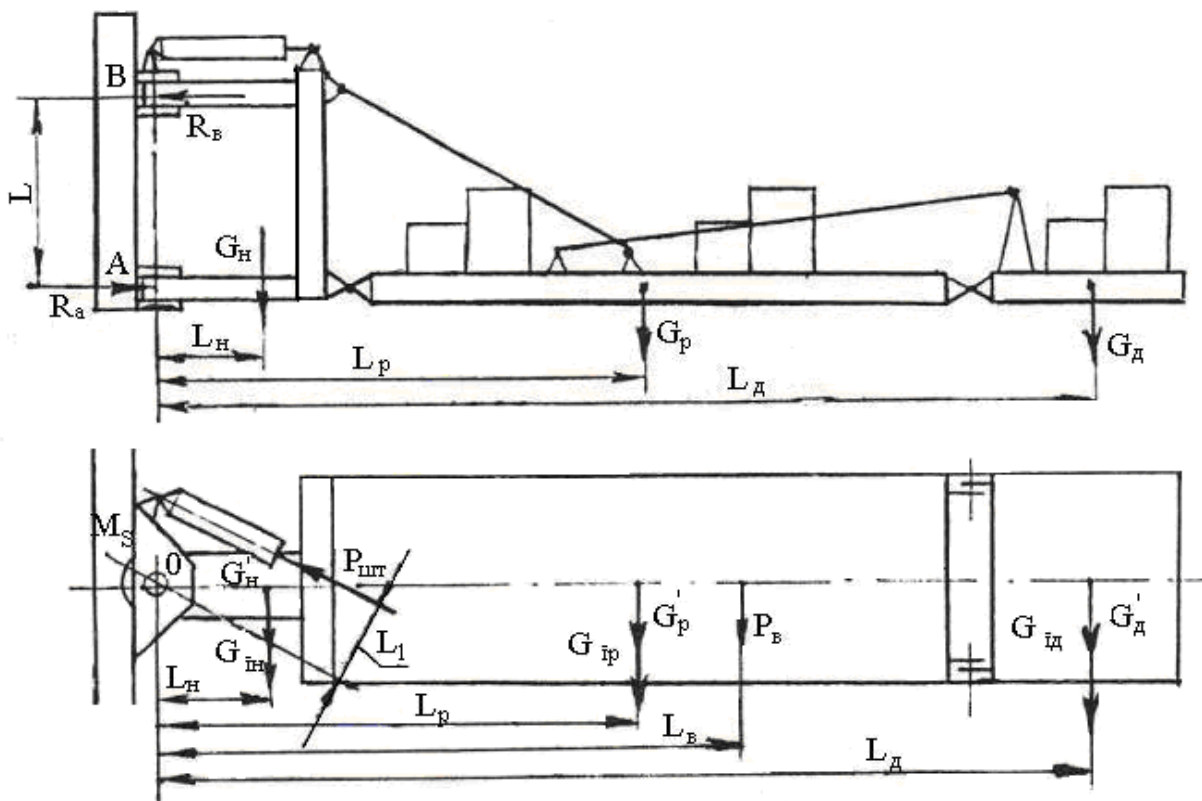


Рис. 2.7. Схема для розрахунку механізму повороту робочого органу

Для визначення моменту опору в шарнірах визначаються реакції в точках А і В

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_B \cdot L = G_P \cdot L_P + G_D \cdot L_D + G_H \cdot L_H;$$

$$R_B = \frac{G_P \cdot L_P + G_D \cdot L_D + G_H \cdot L_H}{L};$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$R_A \cdot L = G_P \cdot L_P + G_D \cdot L_D + G_H \cdot L_H;$$

$$R_A = \frac{G_P \cdot L_P + G_D \cdot L_D + G_H \cdot L_H}{L},$$

де  $L$  – відстань між шарнірами А і В, м;

$L_P$ ,  $L_D$  і  $L_H$  – відстані від осі повороту до центра ваги робочої, додаткової і несучої рам відповідно, м.

Момент опору  $M_S$ , Н,

$$M_S = (R_A + R_B) \cdot r \cdot f + (G_P + G_D + G_H) \cdot r_1 \cdot f,$$

де  $r$  – радіус цапфи шарніра, м;

$r_1$  – середній радіус в опорі, м;

$f$  – коефіцієнт тертя в шарнірі.

Сила вітру  $P_B$ , Н,

$$P_B = F \cdot p \cdot k_A \cdot k_C,$$

де  $F$  – площа поворотної частини, м<sup>2</sup>;

$p$  – питомий тиск вітру, Па;

$k_A$  і  $k_C$  – коефіцієнти аеродинамічності і суцільності конструкції відповідно.

Сили інерції рам при повороті, Н,

$$G_{IP} = m_p \cdot j;$$

$$G_{ID} = m_d \cdot j;$$

$$G_{IH} = m_H \cdot j,$$

де  $m_p$ ,  $m_d$  і  $m_H$  – маса відповідно робочої, додаткової і несучої рам, кг;

$j$  – прискорення при повороті рам,  $m/c^2$ .

Зусилля в штоку гідроциліндра  $P_{шт}$ , Н, визначається з рівняння

$$\sum M_0 = 0;$$

$$P_{шт} \cdot L_1 = (G'_p + G_{ip}) \cdot L_p + (G'_d + G_{id}) \cdot L_d + (G'_H + G_{ih}) \cdot L_H + P_B \cdot L_B + M_S;$$

$$P_{шт} = \frac{(G'_p + G_{ip}) \cdot L_p + (G'_d + G_{id}) \cdot L_d + (G'_H + G_{ih}) \cdot L_H + P_B \cdot L_B + M_S}{L_1}$$

де  $G'_p$ ,  $G'_d$  і  $G'_H$  – горизонтальні складові від ваги робочої, додаткової і несучої рам відповідно, Н;

$G_{ip}$ ,  $G_{id}$  і  $G_{ih}$  – сили інерції від повороту робочої, додаткової і несучої рам, Н;

$P_B$  – опір від вітрового навантаження, Н;

$L_p$ ,  $L_d$ ,  $L_B$  і  $L_H$  – плечі дії сил, м;

$M_S$  – момент опору в шарнірах, Н·м.

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D$ , м, за умови, що діаметр штока  $d = 0,5D$ , м,



$$D = \sqrt{\frac{4P_{\text{ШТ}}}{0,75 \cdot \pi \cdot p \cdot \eta_M \cdot 10^6}},$$

де  $p$  – робочий тиск в гідросистемі, МПа;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра.

Механізми нахилу робочої і додаткової рами служать для установа роторів паралельно укосам насипів, виїмок і кюветів за профілем земляного полотна. Нахили цих рам проводяться двома парами паралельно розташованих гідроциліндрів, що забезпечують стійкість і жорсткість конструкцій, а також попереджують можливий перекис рам. Розрахункова схема для визначення параметрів гідроциліндрів наведена на рис. 2.8.

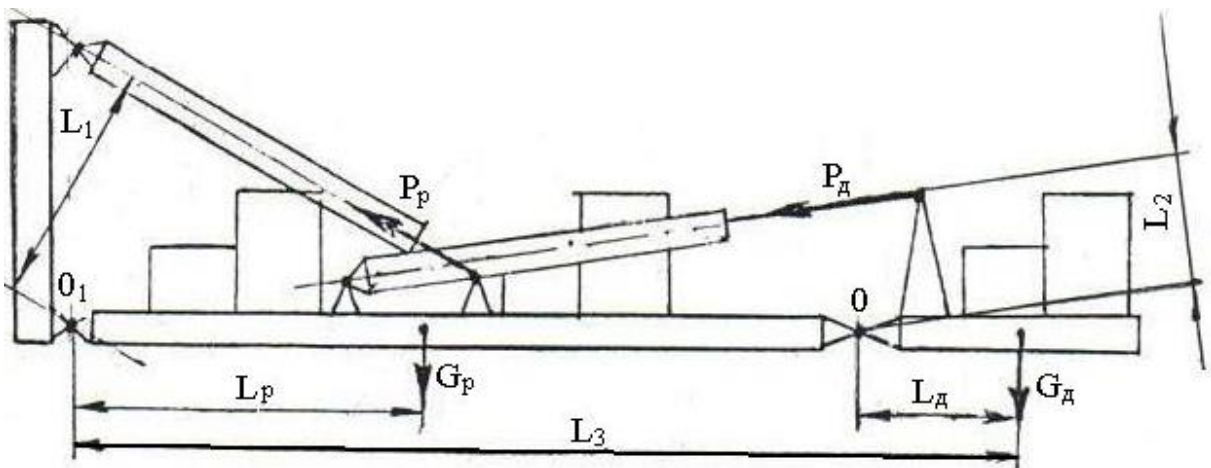


Рис. 2.8. Схема до розрахунку механізмів нахилу робочої і додаткової рами

Зусилля для нахилу додаткової рами  $P_d$ , Н, знаходиться з рівняння суми моментів щодо точки O

$$\sum M_0 = 0;$$

$$G_d \cdot L_d = P_d \cdot L_2;$$

$$P_{д} = \frac{G_{д} \cdot L_{д}}{L_2}.$$

З урахуванням тертя в шарнірах

$$P_{д} = \frac{G_{д} \cdot L_{д}}{L_2 \cdot \eta_{ш}},$$

де  $G_{д}$  – вага додаткової рами, Н;

$L_{д}$  і  $L_2$  – плечі дії сил, м;

$\eta_{ш}$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

Необхідне зусилля в штоку одного гідроциліндра  $P$ , Н,

$$P = \frac{P_{д}}{2} \cdot k,$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність роботи двох гідроциліндрів.

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D_1$ , м,

$$D_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_M} + d_1^2},$$

де  $P$  – зусилля в штоку гідроциліндра нахилу додаткової рами, Н;

$p$  – робочий тиск в гідросистемі, МПа;

$\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра;

$d_1$  – діаметр штока, м.

Зусилля для нахилу робочої рами  $P_P$ ,  $H$ , спільно з додатковою знаходиться з рівняння суми моментів діючих сил щодо точки  $O_1$ :

$$\sum M_{O_1} = 0;$$

$$G_D \cdot L_3 + G_P \cdot L_P = P_P \cdot L_1;$$

$$P_P = \frac{G_D \cdot L_3 + G_P \cdot L_P}{L_1}.$$

З урахуванням тертя в шарнірах зусилля нахилу

$$P_P = \frac{G_D \cdot L_3 + G_P \cdot L_P}{L_1 \cdot \eta_{Ш}},$$

де  $G_D$  – вага додаткової рами,  $H$ ;

$G_P$  – вага робочої рами,  $H$ ;

$L_3$ ,  $L_P$ ,  $L_1$  – плечі дії сил,  $m$ ;

$\eta_{Ш}$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

Зусилля на штоку одного гідроциліндра механізму нахилу робочої рами  $P_{P1}$ ,  $H$ ,

$$P_{P1} = \frac{P_P}{2} \cdot k,$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірну роботу двох гідроциліндрів механізму нахилу.

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D_2$ ,  $m$ ,

$$D_2 = \sqrt{\frac{4P_{P1}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_M} + d_2^2},$$

де  $P_{P1}$  – зусилля в штоку гідроциліндра нахилу робочої рами, Н;

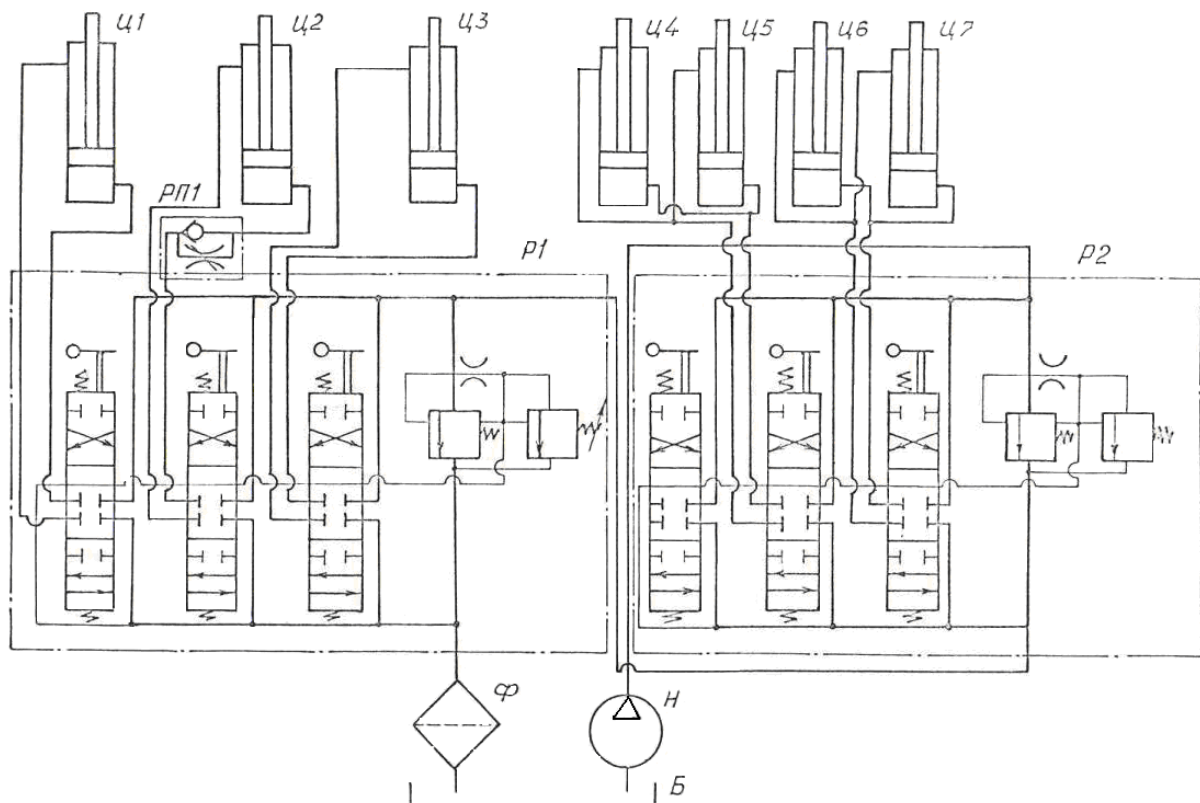
$p$  – робочий тиск в гідросистемі, МПа;

$\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра;

$d_2$  – діаметр штока гідроциліндра, м.

На підставі отриманих внутрішніх діаметрів гідроциліндрів за каталогом [35] вибираються гідроциліндри загального призначення.

Усі гідрофіковані механізми навісного пристрою одержують живлення від однієї гідростанції. Принципова гідравлічна схема навісного пристрою наведена на рис. 2.9.



Ц1 –гідроциліндр повороту поворотної рами; Ц2 –гідроциліндр підйому підйомної рами; Ц3 –гідроциліндр повороту проміжної рами; Ц4, Ц5 –гідроциліндри нахилу робочої рами; Ц6, Ц7 –

гідроциліндри нахилу додаткової рами; P1, P2 – гідророзподільники; Ф – фільтр; Н – насос гідравлічний; Б – бак масляний

Рис. 2.9. Принципова гідравлічна схема кущоріза

Згідно з прийнятою технологією виробництва робіт, механізми навісного пристрою повинні працювати послідовно без поєднання операцій. Тому при розрахунку гідропривода необхідно виходити з потрібної максимальної витрати рідини одним механізмом.

На підставі наведених вище розрахунків за визначенням геометричних параметрів гідроциліндрів необхідно встановити швидкості руху штоків.

У цілях забезпечення плавності руху робочих органів навісного пристрою при розкритті, підйомі, опусканні, поворотах і нахилах, а також для зниження опорів, що виникають від сил інерції на початку і при завершенні рухів, швидкості руху штоків приймаються мінімальними, з урахуванням особливостей роботи кожного механізму.

Витрата рідини  $Q_i$ , м<sup>3</sup>/с, гідроциліндрів кожного механізму

$$Q_i = \frac{\pi D_i^2}{4} V_i \cdot n_i ,$$

де  $D_i$  – внутрішній діаметр  $i$ -го гідроциліндра, м;

$V_i$  – швидкість руху штока гідроциліндра при втягуванні, м/с;

$n_i$  – кількість гідроциліндрів в кожному механізмі.

Для розрахунку насосної станції вибирається найбільша витрата рідини.

Необхідна для роботи гідроциліндрів подача насоса  $Q_H$ , м<sup>3</sup>/с,

$$Q_H = \frac{Q_P}{\eta_0 \eta_{\text{СЦ}}^n} \cdot k ,$$

де  $Q_P$  – розрахункова витрата гідроциліндрів, що працюють одночасно, м<sup>3</sup>/с;  
 $\eta_0$  – об'ємний ККД насоса;  
 $\eta_{SC}$  – об'ємний ККД силового гідроциліндра;  
 $k$  – коефіцієнт, що враховує витрати в елементах гідросистеми.

За отриманою подачею з каталогу [35] вибирається гідронасос.

Об'єм масляного бака, м<sup>3</sup>, гідросистеми залежить від кількості тепла, що виділяється, температури довкілля і дозволеної температури нагріву масла [36]:

$$V_B = \frac{1}{10^3} \sqrt{\left(\frac{\theta}{t_2 - t_1}\right)^3},$$

де  $i$  – кількість тепла, що виділяється, ккал/год;  
 $t_1$  – температура довкілля, град;  
 $t_2$  – дозволена температура нагріву масла, град.

Кількість тепла, що виділяється  $\theta$ , ккал/год

$$\theta = N_{\Pi} \cdot 860 \cdot k_B,$$

де  $N_{\Pi}$  – кількість втраченої потужності в гідросистемі, кВт;  
 $k_B$  – коефіцієнт використання в часі.

Кількість втраченої потужності  $N_{\Pi}$ , кВт,

$$N_{\Pi} = \frac{p \cdot Q}{60} \cdot (1 - \eta),$$

де  $p$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням всіх витрат, МПа;

$Q$  – витрата рідини насосом, дм<sup>3</sup>/хв.;

$\eta$  – ККД механізму.

За отриманою величиною об'єму  $V_B$  з каталогу і ГОСТу (або ДСТУ) підбираємо масляний бак [36].

Потужність електродвигуна для привода насоса  $N_H$ , кВт,

$$N_H = \frac{P_H \cdot Q_{HC}}{1000},$$

де  $P_H$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням всіх витрат, Па;

$Q_{HC}$  – продуктивність гідронасоса, м<sup>3</sup>/с.

За отриманою потужністю з каталогу [34] підбирається необхідний електродвигун.

### **3. НАВІСНИЙ КУЩОРИЗ ІЗ СТІЛОЮ, ЩО ЛАМАЄТЬСЯ**

Кущоріз із стрілою, що ламається, служить для зрізання рослинності на горизонтальних і похилих ділянках, на укосах насипів, виїмок і в кюветах. Цим пристроєм можна також зрізати вітки дерев на висоті до 4м.

Встановлюється кущоріз на колісний трактор. Базою його може служити трактор класу 1,4 тс типу МТЗ – 80 або його модифікації.

Пристрій включає основну раму 2 (рис. 3.1), поворотну балку 4 і стрілу, що складається з трьох секцій: передньої 5, середньої 6 і кінцевої 7, які шарнірно з'єднані між собою.

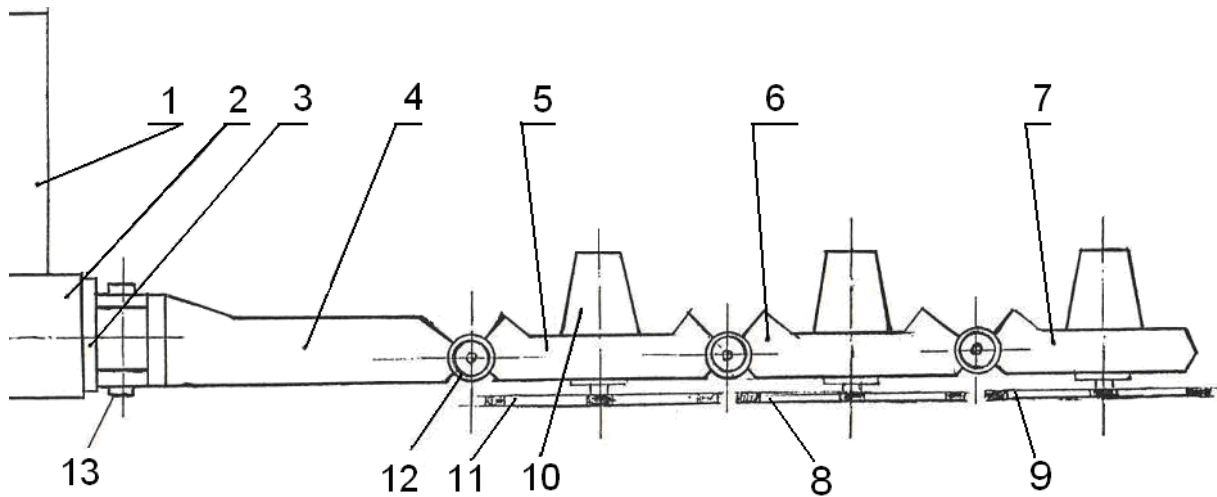


Рис. 3.1. Схема кущоріза із стрілою, що ламається

Основна рама 2 є зварною конструкцією з кронштейнами для кріплення її до заднього моста трактора. У середині основної рами розташований механізм повороту поворотної балки 4 у вертикальній площині, що складається з моментного гідроциліндра і вушок, в яких за допомогою осі закріплена ця балка.

Над основною рамою 2 встановлена насосна станція 1 з приводом від вала відбору потужності трактора і масляний бак.

Поворотна балка 4 – зварна, коробчатого перетину. З одного торця балка має вушки для кріплення її до основної рами, на іншому торці розташований шарнір, що з'єднує її з передньою секцією 5 стріли.

У середині поворотної балки розміщено два гідроциліндри механізму повороту її в горизонтальній площині. Поворот балки в цій площині здійснюється, окрім гідроциліндрів, ланцюгом і зірочкою, яка жорстко закріплена на осі 13.

Передня секція 5 також зварна, коробчатого перетину. Вона має на торці вушки, в які встановлені моментні гідроциліндри 12, що з'єднують її з поворотною балкою і середньою секцією 6. На секції 5 розташований вертикальний вал, закріплений в підшипниках. Знизу на цей вал насаджений ротор 11, у верхній частині вала встановлений гідродвигун, обертаючий вертикальний вал через муфту. Гідродвигун закритий кожухом 10.

Середня 6 і кінцева 7 секції мають аналогічну конструкцію і також обладнані роторними пристроями 8 і 9.



Моментні гідроциліндри дозволяють здійснювати опускання кожної секції вниз на кут до  $45^{\circ}$  і вгору на кут до  $90^{\circ}$ .

Кожний з трьох роторів має по шість лопатей, забезпечених змінними ріжучими елементами.

При необхідності, замість шестилопатевих роторів можна встановлювати чотирилопатеві або пиляльні диски такого ж зовнішнього діаметра з прямими зубами. Призначення роторів – зрізати, подрібнювати і відкидати рослинність убік.

За допомогою механізмів зміни положення поворотної балки і моментних гідроциліндрів пристрій може розташовуватися для виконання роботи як з одного, так і з іншого боку трактора, а також нахилитися вгору і вниз.

Положення, які можуть приймати робочі секції стріли пристрою, показані на рис. 3.2 і 3.3.

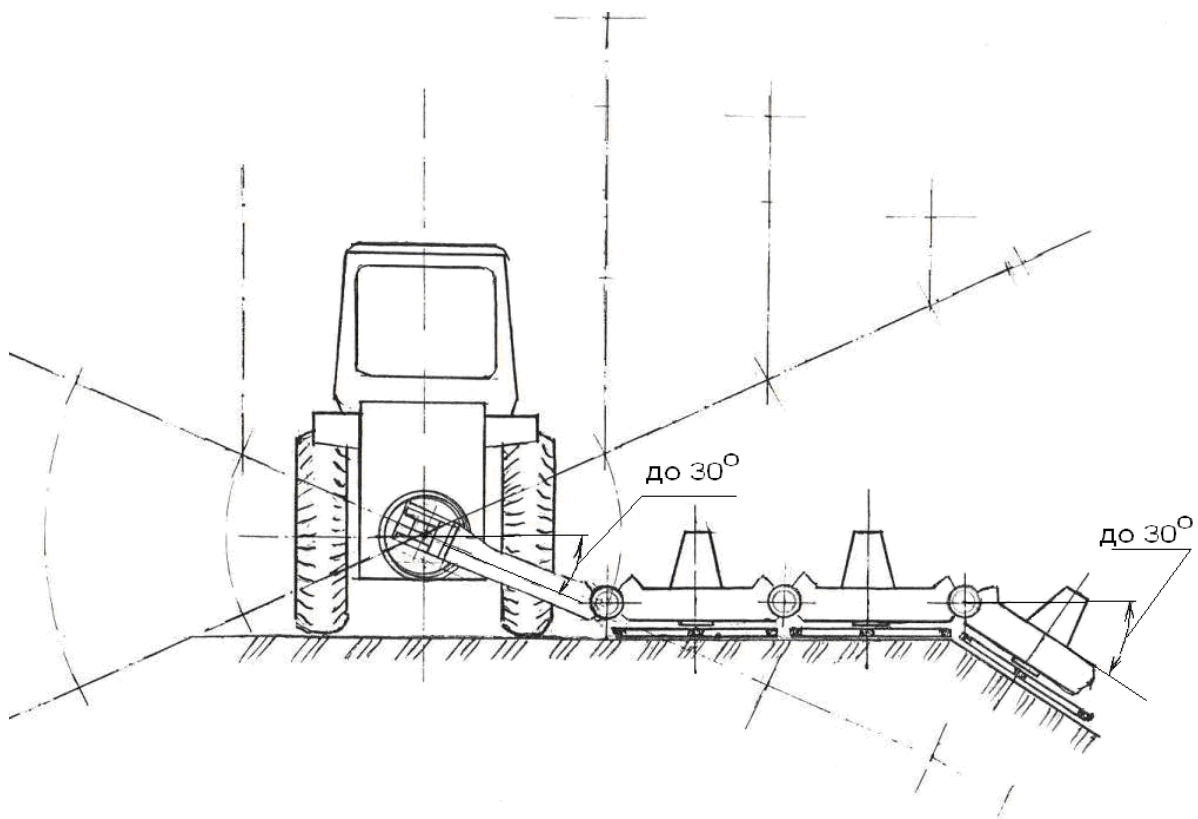


Рис. 3.2. Зміна положень стріли робочого органу у вертикальній площині

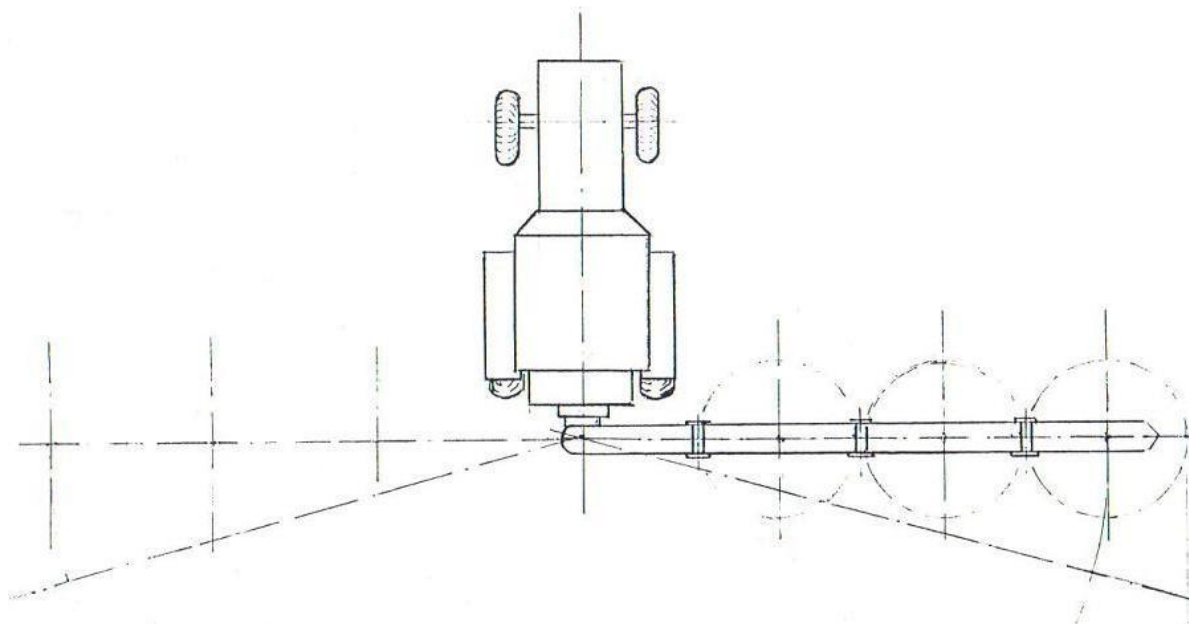


Рис. 3.3. Зміна положення стріли в горизонтальній площині

В транспортне положення навісний пристрій приводиться шляхом складання кожної секції стріли під кутом  $90^{\circ}$ . Схема пристрою в транспортному положенні наведена на рис. 3.4.

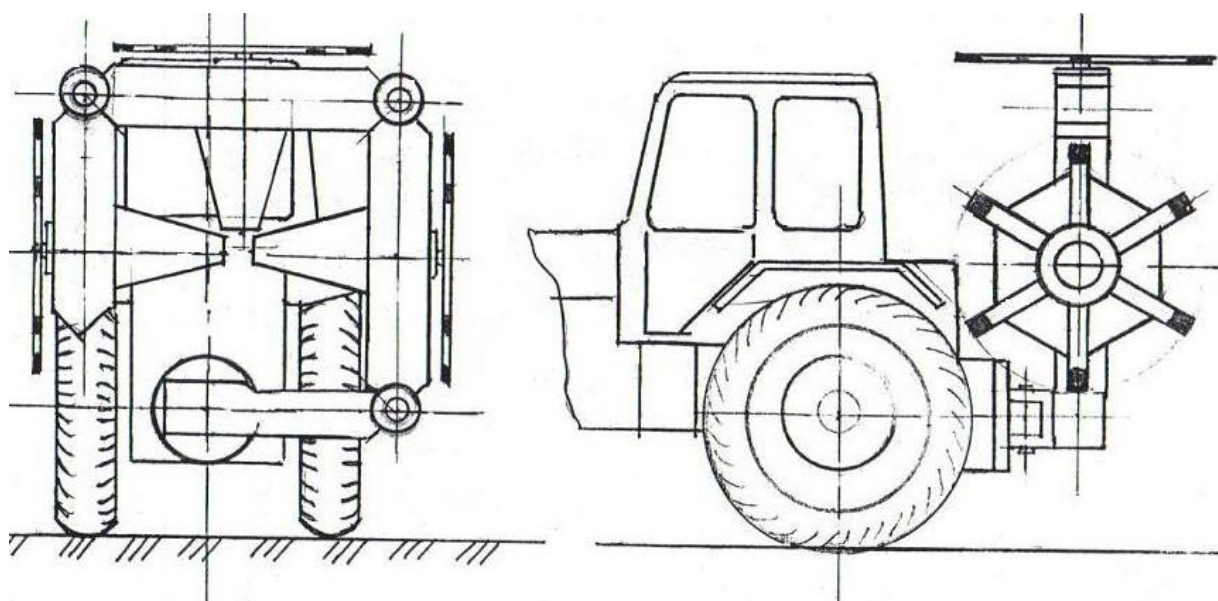


Рис. 3.4. Схема трактора типу МТЗ з кущорізом в транспортному положенні

При установленні на базовому тракторі додаткового устаткування – викорчовувача-збирача, який навішується попереду трактора, можна розширити можливості машини.

Трактор, обладнаний кущорізом і викорчовувачем–збирачем, зможе не тільки зрізати рослинність, але і збирати в купи і транспортувати зрізаний роторами матеріал, а також викорчовувати невеликі пні і корені чагарників.

До основних параметрів даного пристрою можна віднести кількість роторів, їх зовнішній діаметр і частоту обертання, потужність, що споживається, можливість встановлювати ротори в різні положення для зрізання рослинності, вписуватися в необхідні габарити при транспортному положенні.

Основна рама, що встановлюється позаду трактора, не повинна зменшувати дорожній просвіт (кліренс) базового трактора, а поворотна балка повинна забезпечувати поворот стріли в горизонтальній площині на кут до  $180^{\circ}$ , у вертикальній – на кут до  $240^{\circ}$ .

Довжина поворотної балки повинна забезпечувати установлення робочого органу як в транспортному, так і в робочому положенні.

За аналогією з вітчизняними і зарубіжними кущорізами, зовнішній діаметр кожного ротора приймається рівним 1250 мм, а його частота обертання – 1000 об/хв.

Враховуючи те, що секції стріли повинні змінювати своє положення у вертикальній площині, а ротори при таких положеннях не торкатися один одного, довжина кожної секції  $L$ , м, повинна дорівнювати

$$L = D_p + 2 \cdot a ,$$

де  $D_p$  – діаметр зовнішнього ротора, м ;

$2a$  – необхідна величина, на яку повинна бути збільшена довжина секції в порівнянні з діаметром ротора, м.

При діаметрі ротора  $D_p = 1,25$  м довжина секції по осях шарнірів приймається  $L = 1,45$  м.

Потужність привода ротора визначається за методикою, яка наведена в розділі 2. З урахуванням того, що привід ротора гідравлічний – вибирається гідродвигун.

Якщо відома потужність, то крутний момент для обертання ротора  $M_{\Pi}$ , Н·м, можна визначити за формулою

$$M_{\Pi} = 9550 \frac{N_{\Pi}}{n},$$

де  $N_{\Pi}$  – потрібна потужність для привода ротора, кВт;  
 $n$  – частота обертання ротора, об/хв.

На даному навісному пристрої встановлені гідрофіковані механізми повороту робочого органу у вертикальній і горизонтальній площинах, а також повороту трьох секцій стріли.

Механізм повороту робочого органу служить для того, щоб навісний пристрій можна було розкрити в робоче і скласти в транспортне положення, таким чином, щоб він вписувався в габарити трактора. Для цього поворот робочого органу повинен проводитися на кут не менше  $240^{\circ}$ .

Поворот на такий кут може забезпечити моментний гідроциліндр, який добре вписується в конструкцію основної рами.

Для розрахунку параметрів моментного гідроциліндра необхідно встановити його потрібний крутний момент. Схема для розрахунку дана на рис. 3.5.

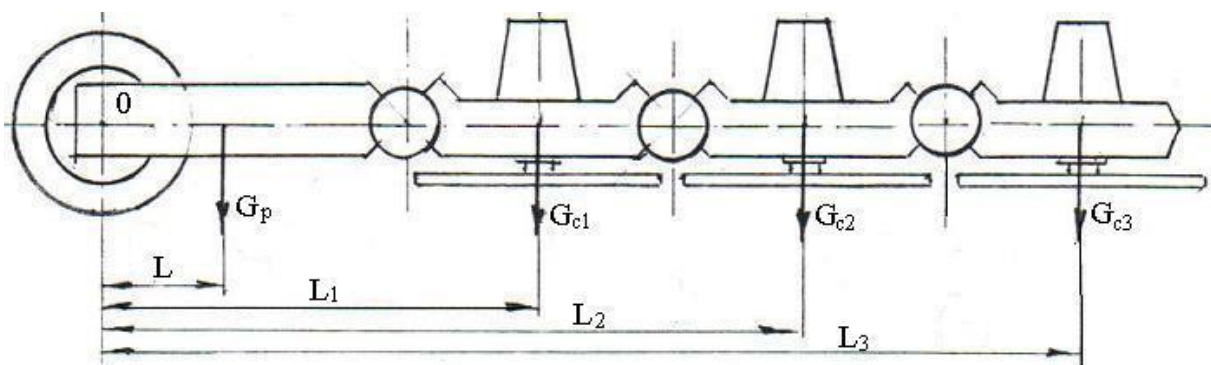


Рис. 3.5. Схема до розрахунку механізму повороту робочого органу в вертикальній площині

Крутний момент визначається з рівняння моментів діючих сил щодо осі повороту в точці  $O$ .

$$\sum M_0 = 0;$$

$$M_{кр} = G_p \cdot L + G_{C1} \cdot L_1 + G_{C2} \cdot L_2 + G_{C3} \cdot L_3,$$

де  $G_p$ ,  $G_{C1}$ ,  $G_{C2}$ ,  $G_{C3}$  – вага поворотної балки, передньої, середньої і кінцевої секції, Н;  
 $L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$  і  $L_3$  – плечі дії сил, м.

Поворотний або моментний гідроциліндр є циліндровим корпусом 2 (рис. 3.6) з фланцями 1 для кріплення його до основної рами. У середині корпусу встановлений шлицьовий вал 3, на який насаджений поршень 4. Потовщена його частина забезпечена елементами ущільнювачів, якими поршень ковзає по внутрішній поверхні циліндрового корпусу 1. В циліндрі розташована перегородка 5, яка обмежує поворот поршня 4 і забезпечує ізоляцію його порожнин за рахунок ущільнень.

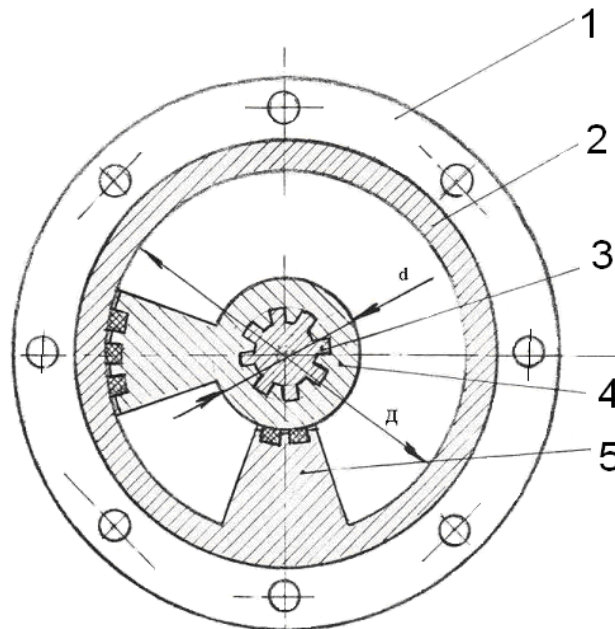


Рис. 3.6. Схема до розрахунку параметрів моментного гідроциліндра

При подачі рідини під тиском в одну порожнину поршень 4 повертається, витісняючи рідину з іншої порожнини. При цьому поршень передає обертання шлицьовому валу 3, на який насаджена головка з вушками для кріплення поворотної балки.

Внутрішній діаметр  $D$ , м, моментного гідроциліндра

$$D = \frac{2M_{кр} + d \cdot r \cdot p \cdot l \cdot \eta_M \cdot 10^6}{r \cdot p \cdot l \cdot \eta_M \cdot 10^6},$$

- де  $M_{кр}$  – крутний момент, Н·м;  
 $d$  – діаметр потовщеної частини поршня, м;  
 $r$  – відстань від середньої лінії поворотного поршня до його осі повороту, м;  
 $l$  – робоча довжина моментного гідроциліндра, м;  
 $p$  – робочий тиск в гідросистемі, МПа;  
 $\eta_M$  – механічний ККД моментного гідроциліндра.

Робоча довжина  $l$  приймається з урахуванням конструкції шарніра, в якому розміщений моментний гідроциліндр.

За отриманим внутрішнім діаметром наданому робочому тиску і крутному моменту за каталогом підбирається моментний гідроциліндр.

Для повороту однієї секції стріли щодо іншої в їх шарнірах встановлені подібні гідроциліндри.

З метою уніфікації всі ці три моментних гідроциліндри приймаються однаковими.

Розрахунок параметрів цих гідроциліндрів ведеться за найбільш навантаженим моментним гідроциліндром, який знаходиться в шарнірі, який з'єднує передню секцію з поворотною балкою. Схема для розрахунку потрібного крутного моменту для цього гідроциліндра наведена на рис. 3.7.

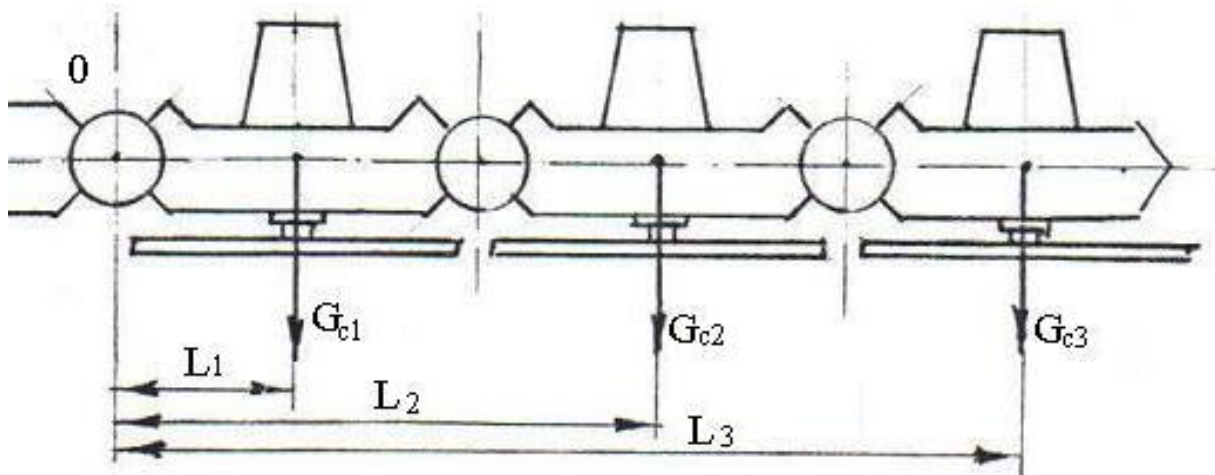


Рис. 3.7. Схема до розрахунку моментних гідроциліндрів повороту секцій стріли

Крутний момент  $M_K$ , Нм, необхідний для повороту секцій, визначається з рівняння моментів діючих сил щодо точки  $O$ .

$$\sum M_0 = 0;$$

$$M_{кр} = G_{C1} \cdot L_1 + G_{C2} \cdot L_2 + G_{C3} \cdot L_3,$$

де  $G_{C1}$ ,  $G_{C2}$ ,  $G_{C3}$  – вага передньої, середньої і кінцевої секції відповідно, Н;

$L_1$ ,  $L_2$ , і  $L_3$  – плечі дії сил, м.

Визначення параметрів моментного гідроциліндра і його вибір виконується за наведеною вище методикою.

Механізм повороту робочого органу в горизонтальній площині служить для установлення стріли з роторами в робоче положення як з правого, так і з лівого боку машини, а також для обходу перешкод, які можуть виникнути при зрізанні рослинності.

Цей механізм розташований усередині поворотної балки і складається з двох гідроциліндрів, ланцюга і зірочки, яка встановлена і жорстко закріплена на поворотній головці.

Для розрахунку гідроциліндрів спочатку необхідно визначити опори, які можуть з'явитися при повороті робочого органу.

До цих опорів відносяться:

- опір, що виникає від ваги робочого органу при його нахилі,  $W_H$ ;
- опір від сил інерції при повороті робочого органу,  $W_I$ ;
- опір від дії вітрового навантаження,  $W_B$ ;
- опір від тертя в опорах механізму повороту,  $W_T$ .

Загальний момент цих опорів  $M_0$ , Н м, приведених до осі повороту робочого органу,

$$M_0 = (M_H + M_I + M_B + M_T) \cdot K,$$

де  $M_H$  – момент опору від ваги робочого органу, Н·м;

$M_I$  – момент опору від сил інерції, Н·м;

$M_B$  – момент опору від вітрового навантаження, Н·м;

$M_T$  – момент опору від тертя в шарнірах, Н·м;

$K$  – коефіцієнт, що враховує додаткові опори.

Схема для розрахунку механізму повороту робочого органу в горизонтальній площині наводиться на рис. 3.8.

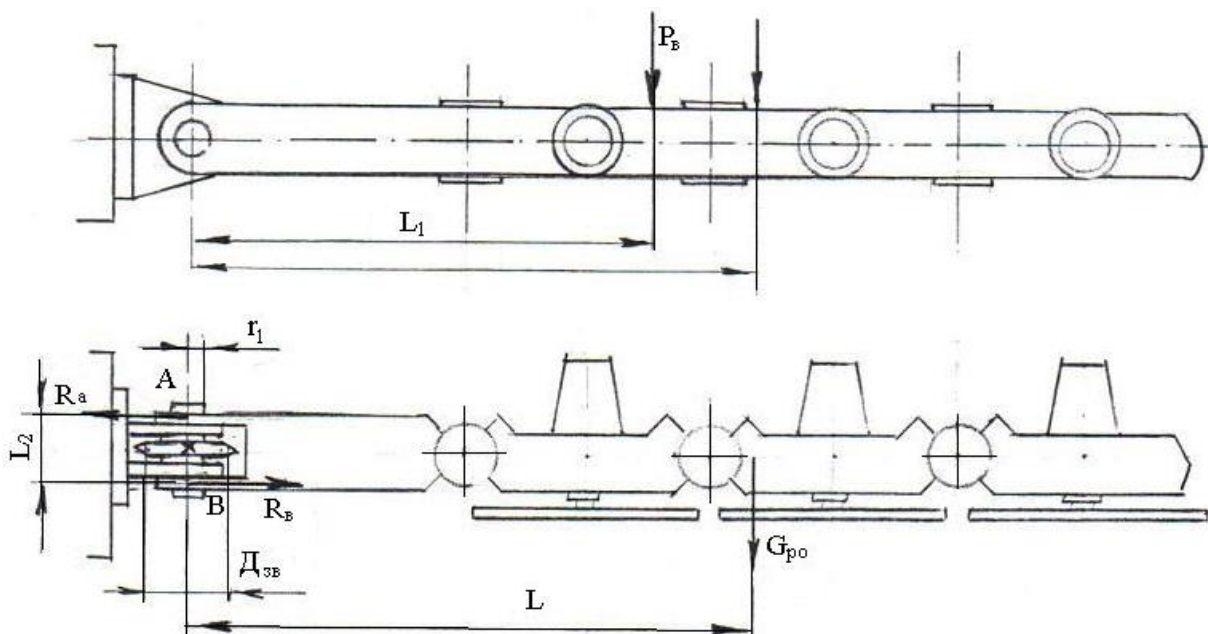




Рис. 3.8. Схема до розрахунку механізму повороту робочого органу в горизонтальній площині

Момент опору від ваги робочого органу  $M_H$ , Н·м,

$$M_H = G_{PO} \cdot L \cdot \sin \alpha ,$$

де  $G_{PO}$  – вага поворотної частини робочого органу, Н;

$L$  – відстань від центра ваги робочого органу до осі повороту, м;

$\alpha$  – кут нахилу робочого органу, град.

Момент опору від сил інерції  $M_I$ , Н·м,

$$M_I = I \cdot \varepsilon ,$$

де  $I$  – момент інерції частин робочого органу, які повертаються, кг·м<sup>2</sup>;

$\varepsilon$  – кутове прискорення при розгоні, 1/с<sup>2</sup>.

Момент інерції  $I$ , кг м<sup>2</sup>,

$$I = m_{\Pi} \cdot L^2 + m_{C1} \cdot L_1^2 + m_{C2} \cdot L_2^2 + m_{C3} \cdot L_3^2 ,$$

де  $m_{\Pi}$ ,  $m_{C1}$ ,  $m_{C2}$  і  $m_{C3}$ , – маса поворотної, передньої, середньої і крайньої секцій стріли, відповідно, кг;

$L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$  і  $L_3$ , – відстань від центра кожної маси, що повертається, до осі повороту, м.

Кутове прискорення  $\varepsilon$ , 1/с<sup>2</sup>,

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t'} = \frac{\pi n}{30 \cdot t'}$$

де  $n$  – частота обертання механізму повороту, об/хв;  
 $t'$  – час прискорення, с.

Момент опору від дії вітру  $M_B$ , Нм, на робочий орган, який повертається,

$$M_B = P_B \cdot L_1,$$

де  $P_B$  – сила від дії вітрового навантаження на робочий орган, Н;

$L_1$  – відстань від точки дії вітрового навантаження до осі повороту, м.

Сила вітру  $P_B$ , Н,

$$P_B = F \cdot p \cdot K_1 \cdot K_2,$$

де  $F$  – бічна площа робочого органу, на яку впливає вітер, м<sup>2</sup>;

$p$  – питомий тиск вітру, Па;

$K_1$  – коефіцієнт аеродинамічності;

$K_2$  – коефіцієнт суцільності конструкції.

Бічна площа поворотної частини  $F$ , м<sup>2</sup>,

$$F = l \cdot h,$$

де  $l$  – довжина поворотної частини робочого органу, м;

$h$  – середня висота робочого органу, м.

Момент опору, що виникає від тертя в шарнірах поворотної частини, визначається з рівняння моментів діючих сил в місцях розташування підшипників ( точки А і В ).

$$\sum M_a = 0;$$

$$R_B \cdot L_2 = G_{po} \cdot L;$$

$$R_B = \frac{G_{po} \cdot L}{L_2},$$

де  $G_{po}$  – вага поворотної частини робочого органу, Н;  
 $L$  – відстань від центра ваги робочого органу до осі повороту, м;  
 $L_2$  – відстань між точками А і В, м.

Зі схеми на рис. 3.8 видно, що  $R_B = R_A$ .

Тоді момент опору в шарнірах  $M_T$ , Н·м,

$$M_T = (R_A + R_B) \cdot r_1 \cdot f,$$

де  $R_A$  і  $R_B$  – реакції в опорах А і В, Н;  
 $r_1$  – радіус осі, на який повертається робочий орган, м;  
 $f$  – коефіцієнт тертя в підшипниках.

Зусилля в ланцюзі  $P_{Ц}$ , Н, що огинає ділильне коло зірочки

$$P_{Ц} = \frac{2M_O}{D_{ЗВ}},$$

де  $M_O$  – загальний момент опору, Н·м;  
 $D_{ЗВ}$  – ділильний діаметр зірочки, м.

Потрібне зусилля в штоку одного гідроциліндра  $P_{ШТ}$ , Н, з урахуванням того, що в другому гідроциліндрі при роботі механізму робоча рідина переливатиметься з однієї його порожнини в іншу, Н,

$$P_{ШТ} = P_{Ц} \cdot K_3,$$

де  $K_3$  – коефіцієнт, що враховує опір, який виникає в штоку другого гідроциліндра.

Внутрішній діаметр гідроциліндра, м,

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{шт}}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{Ц}}} + d^2},$$

де  $d$  – діаметр штока гідроциліндра, м;

$p$  – робочий тиск в гідроциліндрі з урахуванням втрат в трубопроводі, МПа;

$\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра;

$\eta_{\text{Ц}}$  – коефіцієнт, який враховує тертя в шарнірах ланцюга.

За отриманим внутрішнім діаметром підбирають гідроциліндри [35].

При роботі на викорчовувач–збирач, навішений на колісний трактор, діють такі опори:

- опір від розпушування ґрунту при корчуванні  $W_P$ , Н;
- опір від переміщення розпушеного ґрунту, чагарникової рослинності, пнів і коренів перед відвалом  $W_{\text{П}}$ , Н;
- опір від тертя викорчовувача–збирача об поверхню ґрунту  $W_T$ , Н.

Повний опір  $W_0$ , Н,

$$W_0 = W_P + W_{\text{П}} + W_T.$$

Дотична сила опору від розпушення ґрунту  $W_P$ , Н,

$$W_P = K \cdot K_C \cdot n \cdot h \cdot S,$$

де  $K$  – питомий опір розпушенню,  $\text{H}/\text{м}^2$ ;  
 $K_C$  – коефіцієнт, що враховує спільну роботу зубів  
 викорчовувача;  
 $n$  – кількість зубів викорчовувача–збирача;  
 $h$  – глибина розпушення зубами,  $\text{м}$ ;  
 $S$  – ширина наконечника зуба,  $\text{м}$ .

Опір від переміщення ґрунту і чагарникової рослинності  
 перед відвалом  $W_{\Pi}$ ,  $\text{Н}$ ,

$$W_{\Pi} = G_{\Pi} \cdot f,$$

де  $G_{\Pi}$  – вага призми ґрунту і рослинності перед відвалом,  $\text{Н}$ ;  
 $f$  – коефіцієнт тертя ґрунту і рослинності об ґрунт.

Опір від тертя відвала об ґрунт  $W_T$ ,  $\text{Н}$ , при його  
 “плаваючому” положенні

$$W_T = G_0 \cdot f_1,$$

де  $G_0$  – складова ваги відвала, з якою він притискається до  
 ґрунту,  $\text{Н}$ ;  
 $f_1$  – коефіцієнт тертя відвала об ґрунт.

Опір переміщенню базової машини (колісного трактора),  $\text{Н}$ ,  
 визначають за формулою

$$F_{\Pi} = (G_T + F_p) \cdot (f_M + i),$$

де  $G_T$  – вага базової машини,  $\text{Н}$ ;  
 $F_p$  – вертикальне навантаження від робочих органів  
 (викорчовувача-збирача і роторного пристрою),  $\text{Н}$ ;  
 $f_M$  – коефіцієнт опору руху базової машини;  
 $i$  – кут ухилу поверхні ґрунту.

Таким чином, загальний опір при роботі базового трактора з  
 викорчовувачем–збирачем,  $\text{Н}$ ,

$$W = W_0 + F_{\Pi},$$

де  $W_0$  – повний опір, Н;

$F_{\Pi}$  – опір переміщенню базової машини, Н.

Максимальна сила тяги по зчепленню  $F$ , Н,

$$F = (G_T + F_P) \cdot \varphi,$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення.

При тяговому розрахунку сила тяги по зчепленню повинна бути більше, ніж загальний опір, тобто повинна бути дотримана умова  $F > W$ .

Підйом і опускання викорчовувача–збирача на тракторі здійснюється за допомогою гідроциліндра, який встановлений на кронштейні перед радіатором.

Для розрахунку його параметрів складається рівняння моментів діючих сил щодо осі  $O$  повороту штовхальної рами (рис. 3.9).

$$\begin{aligned} \sum M_0 &= 0; \\ G_K \cdot L_1 + G_B \cdot L_2 &= P_{\text{ШТ}} \cdot L; \end{aligned}$$

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{G_K \cdot L_1 + G_B \cdot L_2}{L}.$$

З урахуванням тертя в шарнірах

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{G_K \cdot L_1 + G_B \cdot L_2}{L \cdot \eta},$$

де  $G_K$  і  $G_B$  – вага відвала викорчовувача-збирача і штовхальної рами, Н;  
 $L$ ,  $L_1$  і  $L_2$  – плечі дії сил, м;  
 $\eta$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

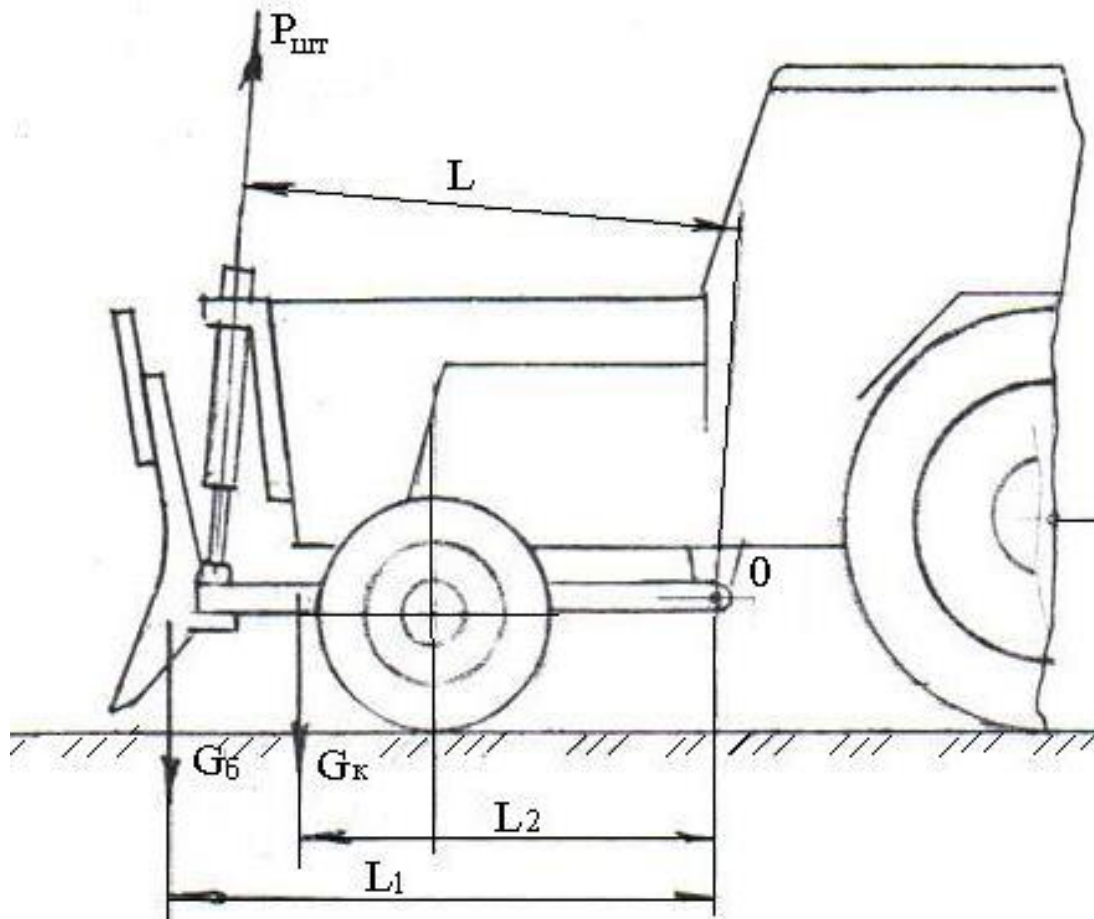


Рис. 3.9. Схема до розрахунку механізму підйому викорчовувача збирача

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D$ , м,

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{шт}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_M} + d^2},$$

де  $d$  – діаметр штока гідроциліндра, м;  
 $p$  – робочий тиск в гідросистемі трактора, МПа;  
 $P_{шт}$  – зусилля в штоку, Н;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра.

## 4. ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОБРІЗАННЯ ГІЛОК

Пристрій служить для розрідження крон дерев в лісонасадженнях, розташованих упродовж залізниць, а також для обрізання гілок дерев, що знаходяться в зоні електричних і телефонних мереж.

Цей пристрій навісний і може вмонтовуватися на колісних тракторах типу МТЗ, ЮМЗ та ін. Розміщується він позаду кабіни трактора.

Пристрій складається з двох вантажопідійомників: основного і додаткового, аналогічних за конструкцією, які встановлюються на електро- та автонавантажувачах [30]. Схема пристрою в транспортному положенні на колісному тракторі МТЗ-82.1 наведена на рис. 4.1.

Він містить базову раму 6, зовнішню 2 і внутрішню 3 рами основного вантажопідійомника, каретку 7 і закріплені на ній зовнішню 5 і внутрішню 4 рами додаткового вантажопідійомника і каретку 8 з люлькою 9.

Для підйому люльки в рамах цих вантажопідійомників встановлені гідроциліндри, а для нахилу вантажопідійомників – два гідроциліндри 1.

Базова рама 6 є зварною конструкцією, обладнаною фланцями для кріплення її до заднього моста трактора 12, вушками для установаження основного вантажопідійомника 2 і аутригерів 10 з гідроциліндрами 11 їх розкриття, які забезпечують стійкість машини. Стійкість машини від перекидання підвищується також противагою 13, що навішується перед радіатором на раму трактора.



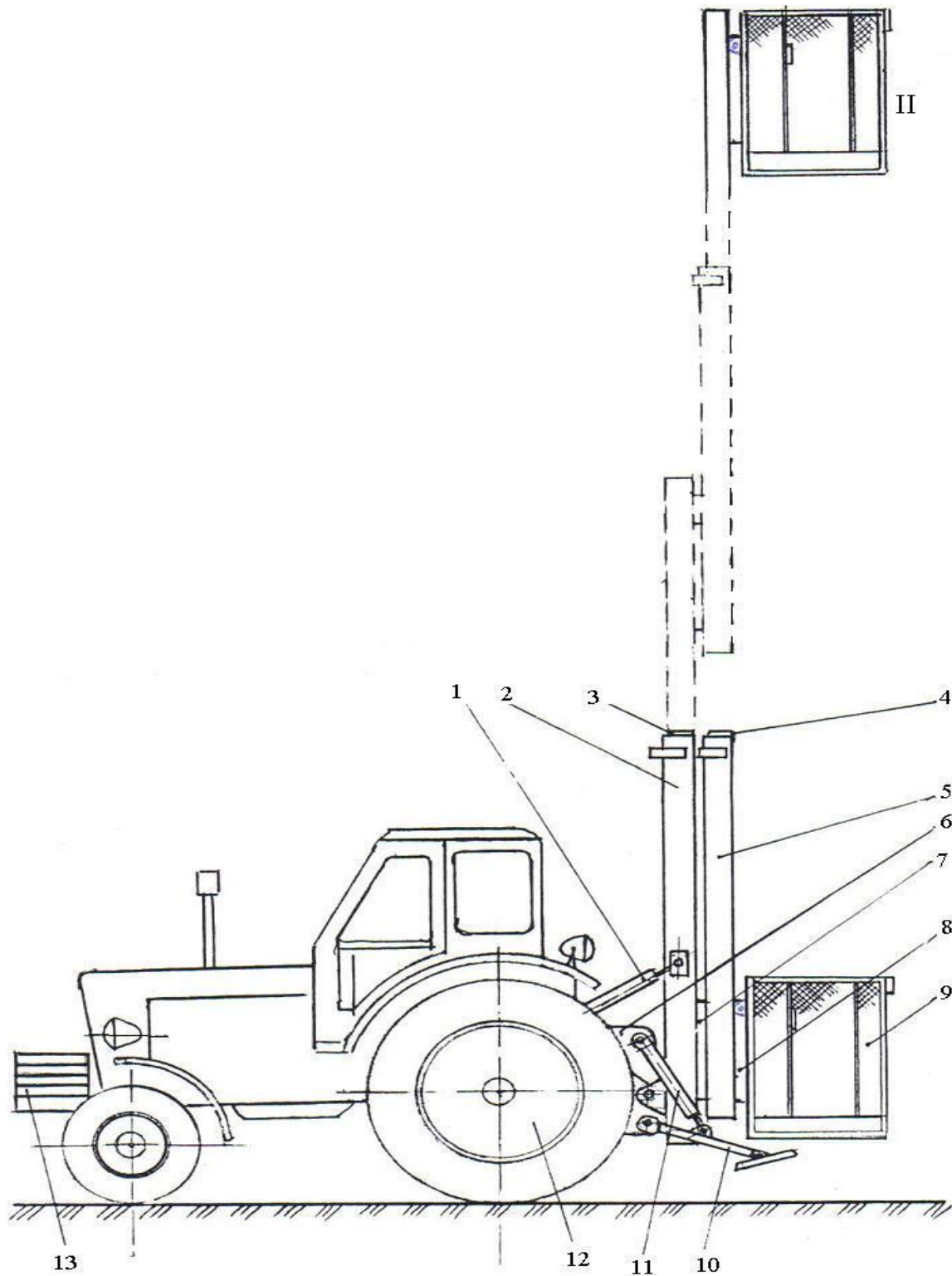


Рис. 4.1. Схема пристрою для обрізання гілок

Люлька 9 призначена для розміщення на ній людини з ручним інструментом (бензопилою, ножівкою, сокирою та ін.) для спилювання гілок дерев. З метою безпеки при виконанні роботи люлька обладнана запобіжною сіткою, поручнями і

дверцями із замком. Люльку можна піднімати у верхнє положення на висоту до 6 метрів. Люлька в робочому положенні показана на рис. 4.1, позиція П.

Пристрій працює таким чином. В місці проведення робіт трактор зупиняється, аутригери приводяться в робоче положення. Після цього включають спочатку підйомний гідроциліндр основного вантажопідйомника, а потім, якщо необхідно, гідроциліндр додаткового вантажопідйомника. При необхідності підйомники можна нахилити за допомогою гідроциліндрів нахилу. Люлька при цьому збереже горизонтальне положення завдяки її верхньому шарнірному кріпленню до каретки додаткового вантажопідйомника.

Перевагою даного пристрою в порівнянні з існуючими телескопічними вежами і машинами з шарнірними стрілами типу МТС, АГП та ін., якими можна виконувати аналогічні роботи, є більш висока прохідність і маневреність. Завдяки малим габаритам трактора і пристрою досягається можливість проїзду машини між деревами в лісосмугах, а також створюється зручність для обслуговуючого персоналу через здатність люльки опускатися до землі.

Пристрій для зрізання гілок дерев має механізми підйому двох вантажопідйомників, механізм їх нахилу і механізми аутригерів.

Оскільки пристрій обладнаний двома аналогічними за конструкцією вантажопідйомниками, то й найбільший опір при підйомі люльки буде потрібно подолати гідроциліндру основного вантажопідйомника.

При визначенні параметрів підйомного гідроциліндра основного вантажопідйомника необхідно враховувати такі опори:

- опір від натягнення двох гілок ланцюга, що огинають верхні відхиляючі зірочки,  $S_1$  і  $S_2$ ;
- опір від тертя в котках каретки,  $W_K$ ;
- опір від тертя в котках внутрішньої рами основного вантажопідйомника  $W_P$ ;
- опір від ваги підйомної частини основного вантажопідйомника додаткового вантажопідйомника і люльки,  $G_p$ .

Натягнення гілки ланцюга, до якого безпосередньо підвішена каретка основного вантажопідйомника (рис. 4.2), Н.

$$S_1 = G_{\text{ПД}} + W_{\text{К}}, \quad (4.1)$$

де  $G_{\text{ПД}}$  – вага додаткового вантажопідйомника з люлькою, Н;

$W_{\text{К}}$  - опір від тертя в котках каретки, Н.

Опір в котках каретки вантажопідйомника визначається з рівняння моментів сил, які діють на каретку щодо точки А, яка розташована на подовжній вертикальній осі рами.

$$\sum M_A = 0;$$

$$G_{\text{ПД}} \cdot L + S_1 \cdot L_{\text{Ц}} = R_{\text{В}} \cdot b_{\text{К}}, \quad (4.2)$$

де  $G_{\text{ПД}}$  – вага додаткового вантажопідйомника з люлькою, Н;

$S_1$ - натягнення в ланцюзі, Н;

$L, L_{\text{Ц}}$  – плечі діючих сил, м;

$b_{\text{К}}$  – відстань між котками каретки, м.

Оскільки  $R_{\text{А}}=R_{\text{В}}$ , то опір від тертя в катках каретки  $W_{\text{К}}$ , Н,

$$W_{\text{К}} = (R_{\text{А}} + R_{\text{В}}) \cdot f_{\text{К}},$$

$$W_{\text{К}} = \frac{2 \cdot f_{\text{К}} \cdot (G_{\text{ПД}} \cdot L + S_1 \cdot L_{\text{Ц}})}{b_{\text{К}}}, \quad (4.3)$$

де  $f_{\text{К}}$  – коефіцієнт опору в котках каретки.

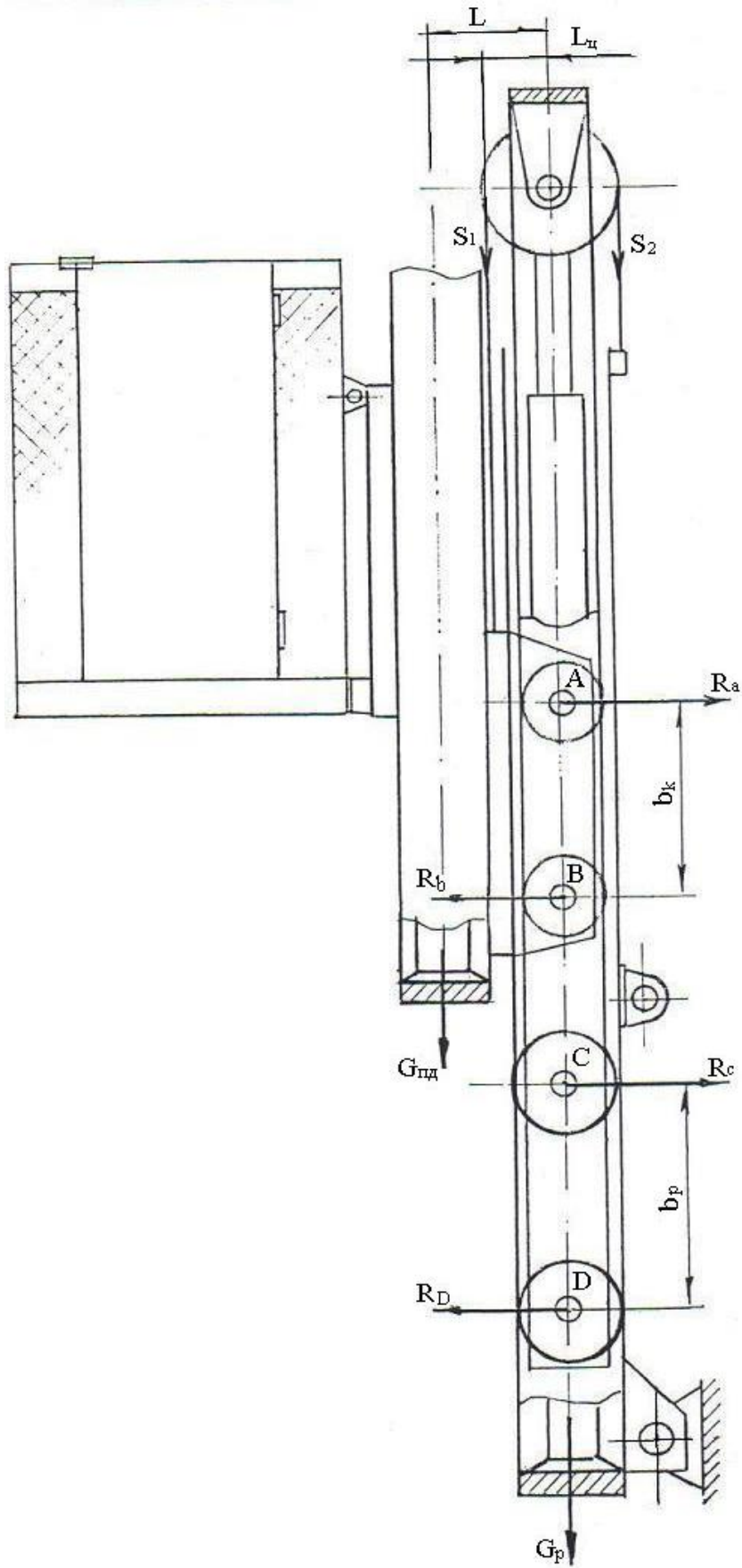


Рис. 4.2. Схема до розрахунку механізму підйому

Розв'язуючи спільно рівняння (4.1) і (4.3), знаходяться величини  $W_K$  і  $S_1$ .

$$\begin{aligned}
 S_1 &= G_{\text{ПД}} + \frac{2 \cdot f_K \cdot (G_{\text{ПД}} \cdot L + S_1 \cdot L_{\text{Ц}})}{b_K} = \frac{G_{\text{ПД}} \cdot b_K + 2 \cdot f_K \cdot (G_{\text{ПД}} \cdot L + S_1 \cdot L_{\text{Ц}})}{b_K} = \\
 &= \frac{G_{\text{ПД}} \cdot b_K + 2 \cdot f_K \cdot G_{\text{ПД}} \cdot L + 2 \cdot f_K \cdot S_1 \cdot L_{\text{Ц}}}{b_K} = \frac{G_{\text{ПД}} \cdot b_K + 2 \cdot f_K \cdot G_{\text{ПД}} \cdot L}{b_K} + \\
 &+ \frac{2 \cdot f_K \cdot S_1 \cdot L_{\text{Ц}}}{b_K};
 \end{aligned}$$

$$S_1 \cdot b_K + 2 \cdot f_K \cdot S_1 \cdot L_{\text{Ц}} = G_{\text{ПД}} \cdot (b_K + 2 \cdot f_K \cdot L);$$

$$W_K = \frac{2 \cdot f_K \cdot G_{\text{ПД}} \cdot (L - L_{\text{Ц}})}{b_K + 2 \cdot L_{\text{Ц}} \cdot f_K}; \quad (4.4)$$

$$S_1 = \frac{G_{\text{ПД}} \cdot (f_K \cdot 2 \cdot L + b_K)}{f_K \cdot 2 \cdot L_{\text{Ц}} + b_K}. \quad (4.5)$$

Враховуючи опір у верхньому відхиляючому блоці коефіцієнтом корисної дії  $\eta$ , знаходиться натягнення в іншій гілці ланцюга, закріпленого на поперечині зовнішньої рами.

Натягнення в цій гілці  $S_2$ , Н,

$$S_2 = \frac{S_1}{\eta}, \quad (4.6)$$

де  $\eta$  – ККД у відхиляючому блоці.

Очевидно, що  $S_2$  – максимальне розрахункове натягнення ланцюга, що працює на розрив. Це зусилля можна використовувати при виборі типу ланцюга.

Опір від ваги внутрішньої підйомної рами і тертя в котках цієї рами  $R_{BP}$ ,  $H$ ,

$$R_{BP} = G_P + W_P, \quad (4.7)$$

де  $W_P$  – опір в котках рами,  $H$ ;

$G_P$  – вага внутрішньої підйомної рами,  $H$ .

Цей опір визначається з рівняння моментів сил, що діють на котки щодо точки  $C$ , яка лежить на подовжній осі рами.

$$\sum M_C = 0;$$

$$G_{\text{ПД}} \cdot L = R_D \cdot b_P;$$

$$R_D = \frac{G_{\text{ПД}} \cdot L}{b_P}, \quad (4.8)$$

де  $b_P$  – відстань між котками рами,  $m$ .

Оскільки  $R_C = R_D$ , що видно зі схеми, наведеної на рис. 4.2, то опір від тертя в котках рами  $W_P$ ,  $H$ ,

$$W_P = (R_C + R_D) \cdot f_P; \quad (4.9)$$

$$W_P = \frac{2 \cdot f_P \cdot G_{\text{ПД}} \cdot L}{b_P}, \quad (4.10)$$

де  $f_P$  – коефіцієнт опору в котках рами.

Звідси  $P_{BP}$ ,  $H$ ,

$$P_{BP} = G_P + \frac{2 \cdot f_P \cdot G_{ПД} \cdot L}{b_P}. \quad (4.11)$$

Оскільки каретка з додатковим вантажопідйомником підіймається швидше за раму, на останню при її підйомі діє вгору приведена сила опору в котках каретки, тобто сила, протилежна раніше знайденій силі  $W_K$ . Ця сила сприяє підйому рами.

Тоді загальний опір, який необхідно подолати гідроциліндру основного вантажопідйомника  $W_O$ ,  $H$ ,

$$W_O = S_1 + S_2 + P_{BP} - W_K. \quad (4.12)$$

Після підстановки в це рівняння знайдених вище значень складових і перетворень, загальний опір набуває вигляду

$$W_O = G_{ПД} \left[ \frac{(b_K + 2 \cdot L \cdot f_K) \cdot (\eta + 1) - 2f_K \cdot \eta(L - L_{Ц})}{b_K + 2 \cdot L_{Ц} \cdot f_K} + \frac{2 \cdot L \cdot f_P}{b_P} \right] + G_P \quad (4.13)$$

Зусилля в гідроциліндрі додаткового вантажопідйомника визначається аналогічним шляхом.

У цілях уніфікації доцільно на додатковому вантажопідйомнику встановити такий же гідроциліндр, як і на основному вантажопідйомнику.

Для розрахунку механізму нахилу вантажопідйомників приймається найневигідніше положення, при якому він нахилений на максимальний кут від вертикалі.

Зусилля в штоках гідроциліндрів визначається з рівняння моментів діючих сил щодо осі повороту (точка 0). Схема для розрахунку наведена на рис. 4.3.

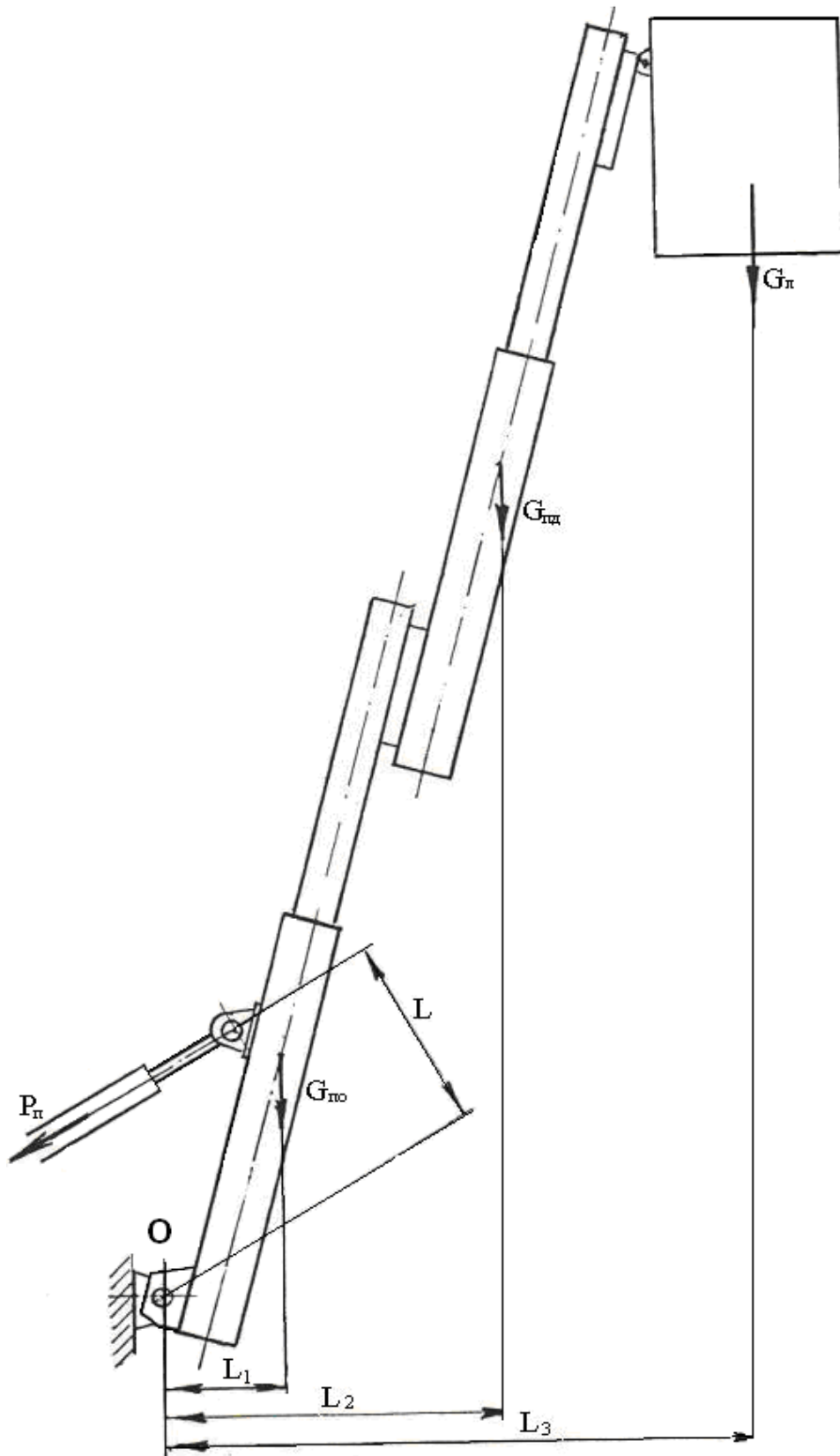


Рис. 4.3. Схема до розрахунку механізму нахилу пристрою



$$\sum M_0 = 0;$$

$$G_{\text{ПО}} \cdot L_1 + G_{\text{ПД}} \cdot L_2 + G_{\text{Л}} \cdot L_3 = P_{\text{П}} \cdot L, \quad (4.14)$$

$$P_{\text{П}} = \frac{G_{\text{ПО}} \cdot L_1 + G_{\text{ПД}} \cdot L_2 + G_{\text{Л}} \cdot L_3}{L},$$

де  $P_{\text{Н}}$  – зусилля в механізмі нахилу, Н;

$G_{\text{ПО}}$ ,  $G_{\text{ПД}}$ ,  $G_{\text{Л}}$  – вага основного, додаткового вантажопідійомника і люльки, відповідно, Н;

$L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  – плечі дії сил, м.

Зусилля в штоку одного гідроциліндра з урахуванням тертя в шарнірах, Н,

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{P_{\text{П}} \cdot K}{2 \cdot \eta}, \quad (4.15)$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірну роботу гідроциліндрів;

$\eta$  – ККД шарнірів.

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D_{\text{В}}$ , м,

$$D_{\text{В}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{ШТ}} \cdot K}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_{\text{М}}} + d^2}, \quad (4.16)$$

де  $P_{\text{ШТ}}$  – зусилля в штоку гідроциліндра, Н;

$d$  – діаметр штока гідроциліндра, м;

$p$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням витрат;

$\eta_{\text{М}}$  – механічний ККД гідроциліндра.

## 5. ПРИСТРІЙ ДЛЯ КОРЧУВАННЯ ПНІВ

Пристрій призначений для видалення пнів, коренів дерев і каміння, що знаходяться в землі в зоні лісових смуг, розташованих упродовж залізничних колій.

Монтується цей пристрій на колісному тракторі типу МТЗ або ЮМЗ. Встановлювати його можна також і на екскаваторах Е-153 або більш пізніх модифікаціях, використовуючи основну раму, стрілу, рукоять та їх механізми. Схема пристрою для корчування пнів на колісному тракторі МТЗ наведена на рис. 5.1.

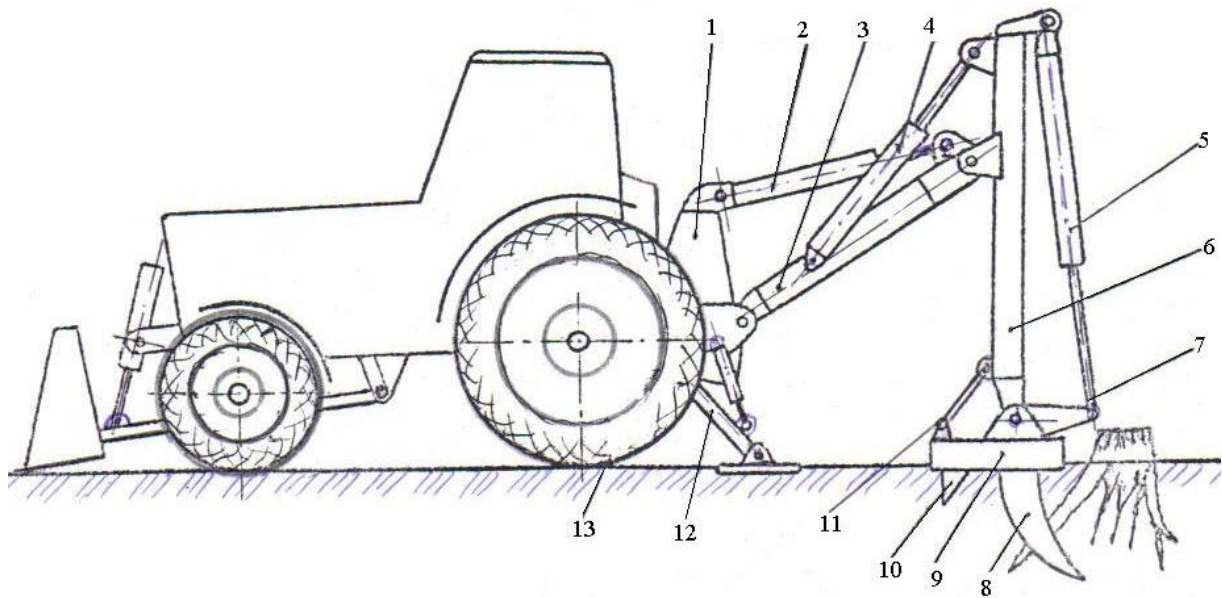


Рис. 5.1. Схема пристрою для корчування пнів

Основна рама 1, що кріпиться на рамі трактора 13, забезпечена кронштейнами для навішування стріли 3, гідроциліндром нахилу 2 і аутригерами 12 з їх гідроциліндрами.

На кінці стріли 3 шарнірно закріплена рукоять 6 з опорною плитою 9. Опорна плита – зварна з плоскою нижньою основою – має штир 10, вушки з пальцем для кріплення її до нижнього кінця рукояті і установки двох іклів 8 з важелем 7. Для цього в опорній плиті є подовжній проріз.

Окрім цього, на опорній плиті до рукояті приварені кронштейни для установлення тяги 11, яка жорстко фіксує плиту у певному положенні, перпендикулярному рукояті. Поворот

важеля 7 і іклів 8 здійснюється гідроциліндром 5, що розташований на рукояті 6. Поворот самої рукояті забезпечується двома гідроциліндрами 4.

Корчування пнів здійснюється таким чином.

Трактор з піднятим в транспортне положення пристроєм під'їжджає заднім ходом до наміченого для видалення пня. За допомогою стріли і рукояті опускається опорна плита якомога ближче до пня, і гідроциліндром 2 вдавлюється так, щоб штир і ікла повністю заглибилися в ґрунт. Після цього опускаються аутригери в робоче положення. Потім гідроциліндром 5 повертають важіль 7 вгору, від чого ікла 8 проникають під пень і підривають його. Далі гідроциліндром 2, а потім гідроциліндрами 4, якими підіймаються стріла і рукоять, повністю виривається пень. При цьому аутригери забезпечують стійкість машини.

Трактор, окрім вищеописаного пристрою, може бути забезпечений бульдозерним устаткуванням або викорчовувачем–збирачем. Це дозволить не тільки викорчовувати пні, але і транспортувати їх у спеціально виділені місця.

Параметри гідроциліндра повороту іклів визначаються виходячи із зусилля, яке необхідне прикласти для виривання пня. Вважають, що для видалення пня діаметром від 40 до 50 см з розвиненою кореневою системою необхідне зусилля величиною від 30 до 80 кН.

Зусилля в штоку гідроциліндра  $P_{\text{ШТ}}$ , Н, знаходиться з рівняння моментів діючих сил щодо осі повороту іклів у точці О (рис. 5.2).

$$\sum M_0 = 0;$$

$$P_K \cdot L_1 = P_{\text{ШТ}} \cdot L;$$

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{P_K \cdot L_1}{L}.$$

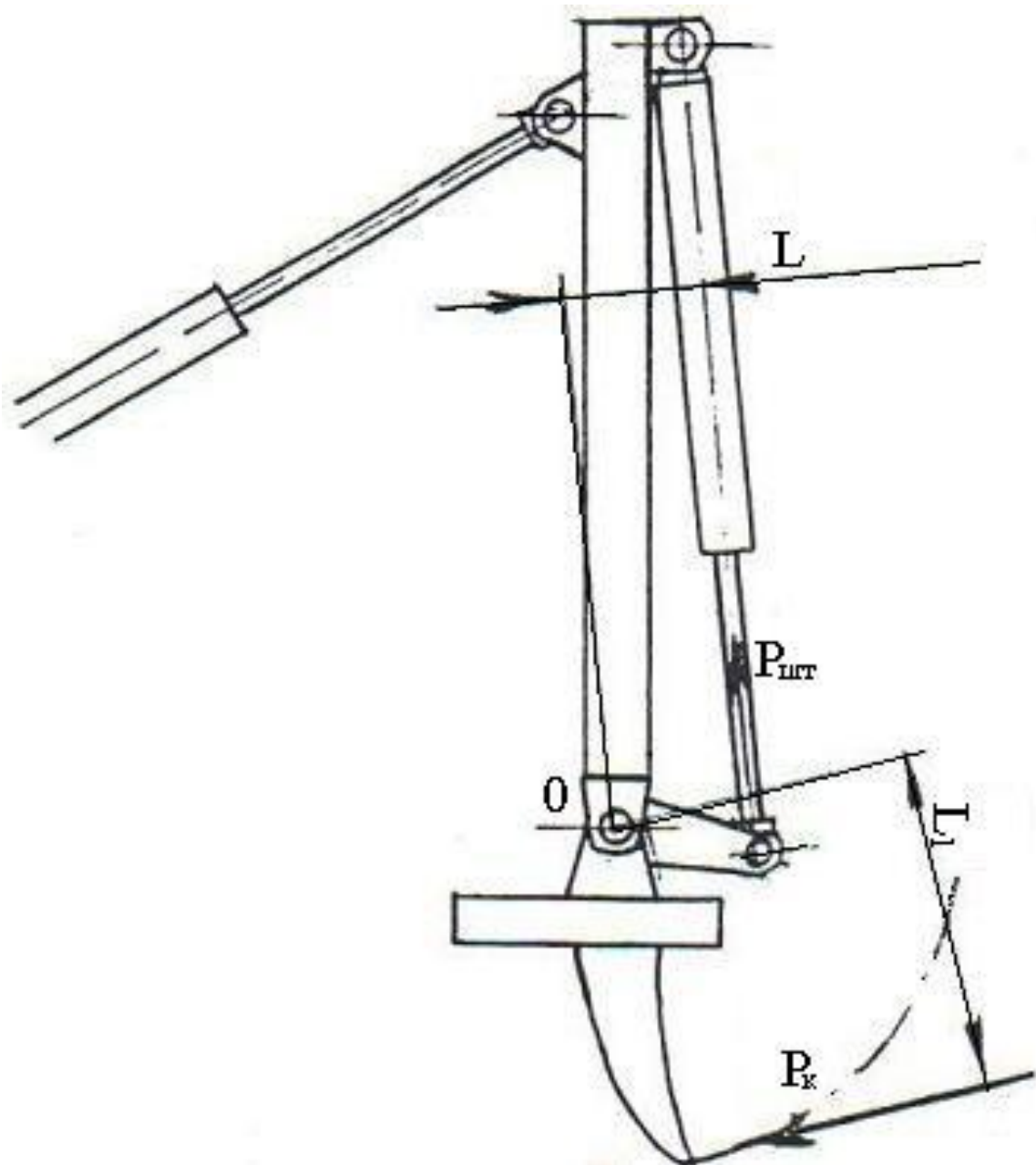


Рис. 5.2. Схема до розрахунку механізму повороту іклів

З урахуванням опорів у шарнірах зусилля в штоку  $P_{шт}$ , Н,

$$P_{шт} = \frac{P_{к} \cdot L_1}{L \cdot \eta} ,$$

де  $P_{к}$  – дотична сила, яка необхідна для виривання пня, Н;

$L$  і  $L_1$  – плечі діючих сил, м;

$\eta$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

Зусилля в гідроциліндрах повороту рукояті визначаються з урахуванням максимальних опорів, що виникають при вириванні пня. Ці зусилля можна знайти, склавши рівняння моментів діючих сил щодо осі повороту рукояті (точка  $O_1$ ). Схема для розрахунку дана на рис. 5.3.

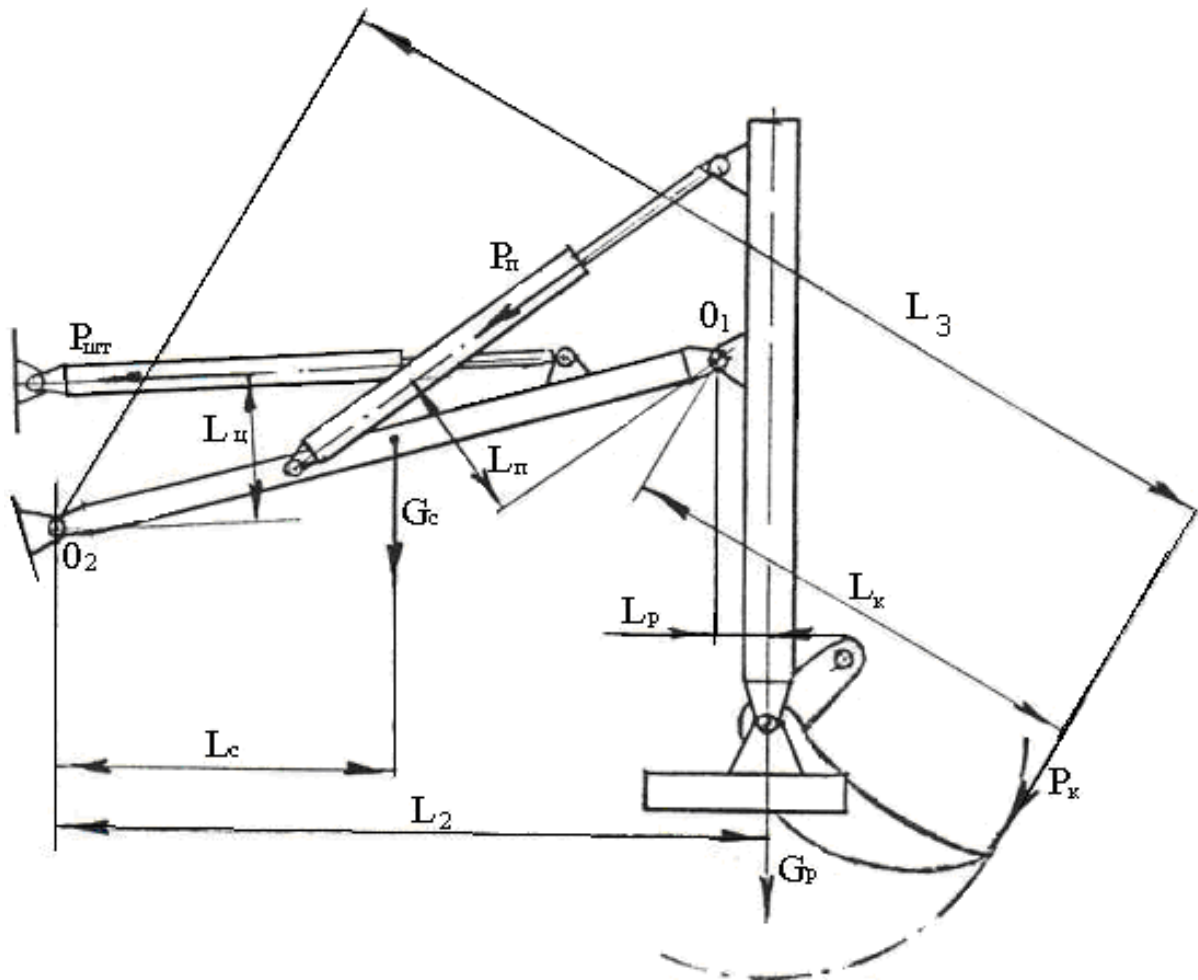


Рис. 5.3. Схема до розрахунку механізму повороту рукояті і підйому стріли

$$\sum M_{O_1} = 0;$$

$$P_K \cdot L_K + G_P \cdot L_P = P_{II} \cdot L_{II};$$

$$P_{\Pi} = \frac{P_K \cdot L_K + G_P \cdot L_P}{L_{\Pi}}.$$

З урахуванням тертя в шарнірах  $P_{\Pi}$ , Н,

$$P_{\Pi} = \frac{P_K \cdot L_K + G_P \cdot L_P}{L_{\Pi} \cdot \eta},$$

де  $P_K$  – зусилля виривання пня, прикладене на кінцях іклів, Н;

$G_P$  – вага рукояті з опорною плитою, Н;

$L_{\Pi}$ ,  $L_K$ ,  $L_P$  – плечі діючих сил, м;

$\eta$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

Зусилля на штоку одного гідроциліндра  $P_{\text{шт}}$ , Н,

$$P_{\text{шт}} = \frac{P_{\Pi}}{2} \cdot K,$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірну роботу двох гідроциліндрів.

В операції по вириванню пня бере участь і гідроциліндр нахилу стріли. Зусилля в штоку цього гідроциліндра повинне бути достатнім для остаточного видалення пня.

Зусилля це визначається з рівняння моментів діючих сил щодо осі кріплення стріли (точка  $O_2$ ) (див. рис. 5.3).

$$\sum M_{O_2} = 0;$$

$$P_{\text{шт}} \cdot L_{\Pi} = G_C \cdot L_C + G_P \cdot L_2 + P_K \cdot L_3;$$

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{G_C \cdot L_C + G_P \cdot L_2 + P_K \cdot L_3}{L_{\text{Ц}}}$$

З урахуванням тертя в шарнірах

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{G_C \cdot L_C + G_P \cdot L_2 + P_K \cdot L_3}{L_{\text{Ц}} \cdot \eta}$$

де  $P_K$  – дотична сила для виривання пня, Н;  
 $G_P$  – приведена вага рукояті і опорної плити, Н;  
 $G_C$  – вага стріли, Н;  
 $L_{\text{Ц}}, L_2, L_3, L_C$  – плечі діючих сил, м;  
 $\eta$  – ККД шарнірів.

Внутрішній діаметр гідроциліндрів у всіх вищеописаних механізмах визначається за формулою  $D_{\text{ВН}}$ , м,

$$D_{\text{ВН}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{ШТ}}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_M} + d^2},$$

де  $P_{\text{ШТ}}$  – зусилля в штоку гідроциліндра, Н;  
 $p$  – робочий тиск в гідросистемі, МПа;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра;  
 $d$  – діаметр штока, м.

## 6. МАШИНА ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ ПНІВ

Запропонована машина служить для корчування пнів дерев діаметром до 40 см уздовж залізниць і транспортування вирваних пнів за межі смуги відведення.

Машина – це робочий орган 1 (рис. 6.1), шарнірно сполучений з П-подібною штовхальною рамою 4, що закріплена

на поперечній балці 5, яка підвішена на стрем'янках до рами гусеничного трактора типу ДТ-54 або Т-74.

За допомогою гідроциліндра 2 робочий орган можна піднімати і опускати, а двома гідроциліндрами 3, закріпленими шарнірно на штовхаючій рамі, приводити його в робоче і транспортне положення (див. рис. 6.1, поз. І).

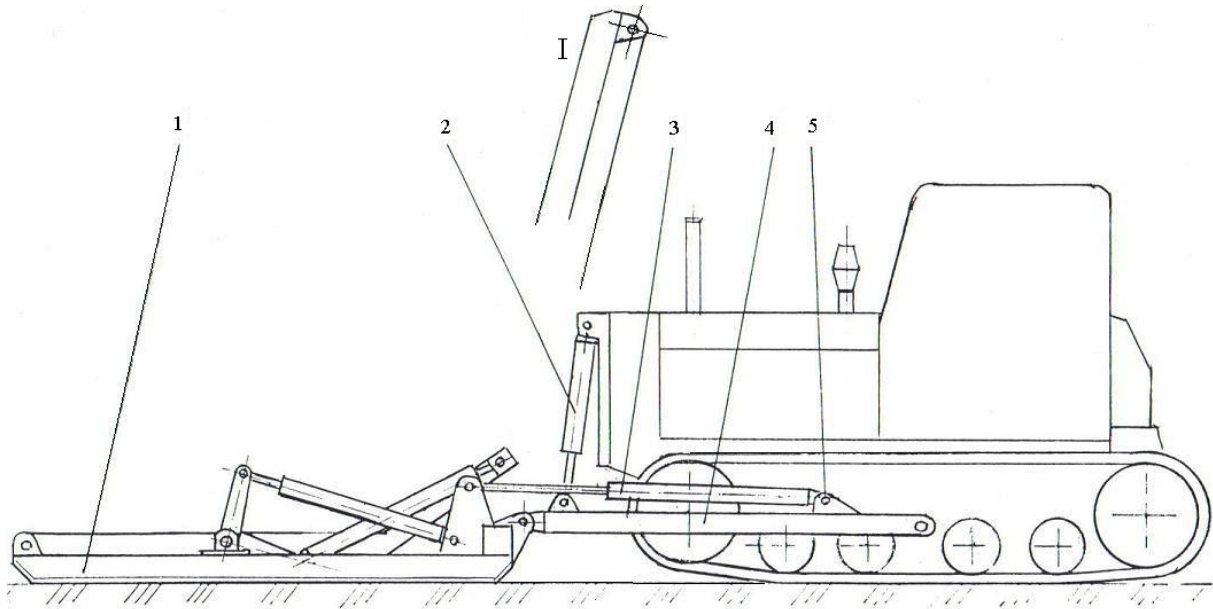


Рис. 6.1. Схема пристрою для виривання пнів на тракторі ДТ-75

Сам робочий орган складається з нижньої рами 1 (рис. 6.2), поворотної рами 3 з механізмом її підйому, і кліщів 14.

Нижня рама виконана зварною з чотирма подовжніми балками коробчатого перетину. До нижньої частини рами приварені сталеві листи, що полегшують ковзання її по землі.

В передній частині цієї рами розташовані вушки 2, в яких шарнірно закріплена поворотна рама 3. Задня частина нижньої рами посилена поперечною балкою з двома парами кронштейнів 10 і 11, до яких приєднані гідроциліндри підйому і повороту робочого органу.

Поворотна рама також зварна, виготовлена з подовжніх балок і листового металу. Вона має зігнуту форму і в передній частині виріз для розміщення кліщів 14. Кліщі – це два зігнуті важелі, які насаджені на вертикальну вісь. Передні частини важелів служать для захоплення пня і з внутрішнього боку



обладнані пластинами зі шпильками, задні частини важелів з'єднуються з тягами 13, які, у свою чергу, шарнірно пов'язані з головкою штока подовжнього гідроциліндра 12, що забезпечує захоплення пня.

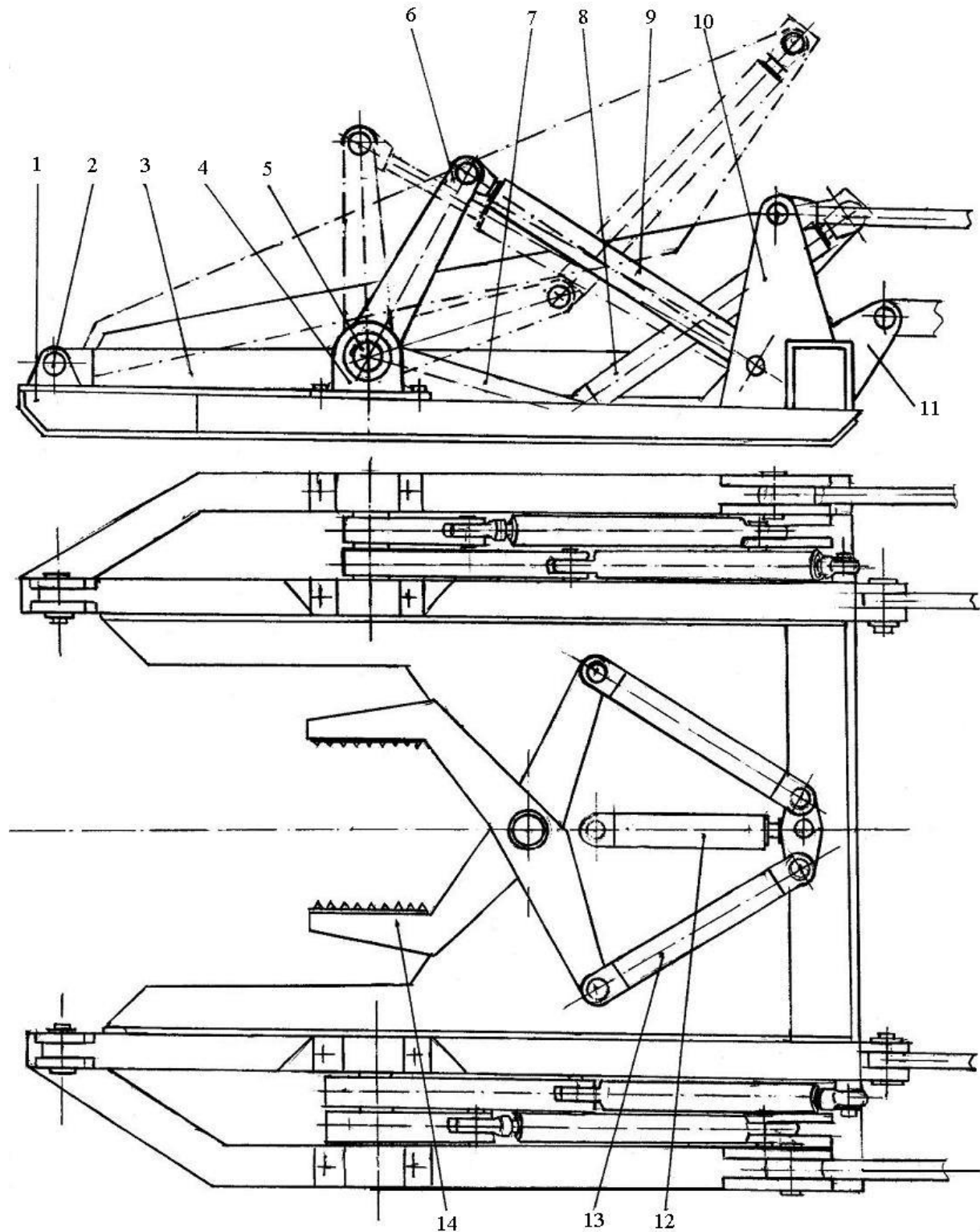


Рис. 6.2. Схема робочого органу

Підйом поворотної рами 3 здійснюється спеціальним механізмом, що складається з двох двоплечих важелів 6 і 7, насаджених на дві осі 5 і закріплених в підшипниках 4 нижньої рами. До головок цих важелів приєднано дві пари гідроциліндрів 8 і 9. Перша пара гідроциліндрів 9 корпусами встановлена на кронштейнах 10, а друга пара гідроциліндрів 8 штоками сполучена з вушками на кінцях поворотної рами 3, а корпусами – з важелями 7.

Видалення пнів цим пристроєм відбувається таким чином.

Трактор з опущеним робочим органом підїжджає до пня так, щоб останній потрапив у виріз поворотної рами і міг бути захоплений кліщами.

Після того, як пень схоплений кліщами, включаються послідовно пари гідроциліндрів механізму підйому поворотної рами.

Спочатку двома зовнішніми гідроциліндрами 9 поворотна рама з кліщами, обертаючись щодо вушок 2, підводиться, підриваючи пень. При цьому друга пара гідроциліндрів 8 не бере участі в роботі, а виконує роль штовхальної тяги. Після того, як штоки першої пари гідроциліндрів повністю висунуться, включають другу пару гідроциліндрів, внаслідок чого поворотна рама підіймається вище і пень опиниться над поверхнею землі. Далі трактор, рухаючись заднім ходом, може перемістити пень в необхідне місце.

Навісний робочий орган для видалення пнів має такі механізми:

- для захоплення пня;
- для підйому поворотної рами;
- для підйому робочого органу;
- для переведення його в транспортне положення.

Всі механізми цього робочого органу гідрофіковані.

Механізм захоплення пня – кліщі, які призначені для надійного зчеплення з пнем, що виривається. Для цього внутрішні пластини мають шпильки.

Якщо прийняти, що зусилля, яке необхідне для виривання пня, має величину  $Q_{\Pi}$ , то сила притиснення кліщів до пня без урахування дії шпильок  $P_{\Pi}$ ,  $H$ ,

$$P_{\Pi} = Q_{\Pi} \cdot f \cdot k,$$

де  $Q_{\Pi}$  – зусилля, яке необхідне для виривання пня,  $H$ ;

$f$  – коефіцієнт тертя бічних пластин об пень;

$k$  – коефіцієнт запасу, що враховує наявність на пні кори.

Тоді зусилля в тязі  $P_m$ ,  $H$ , з урахуванням тертя в шарнірах визначається з рівняння моментів діючих сил щодо осі  $O$  (рис. 6.3)

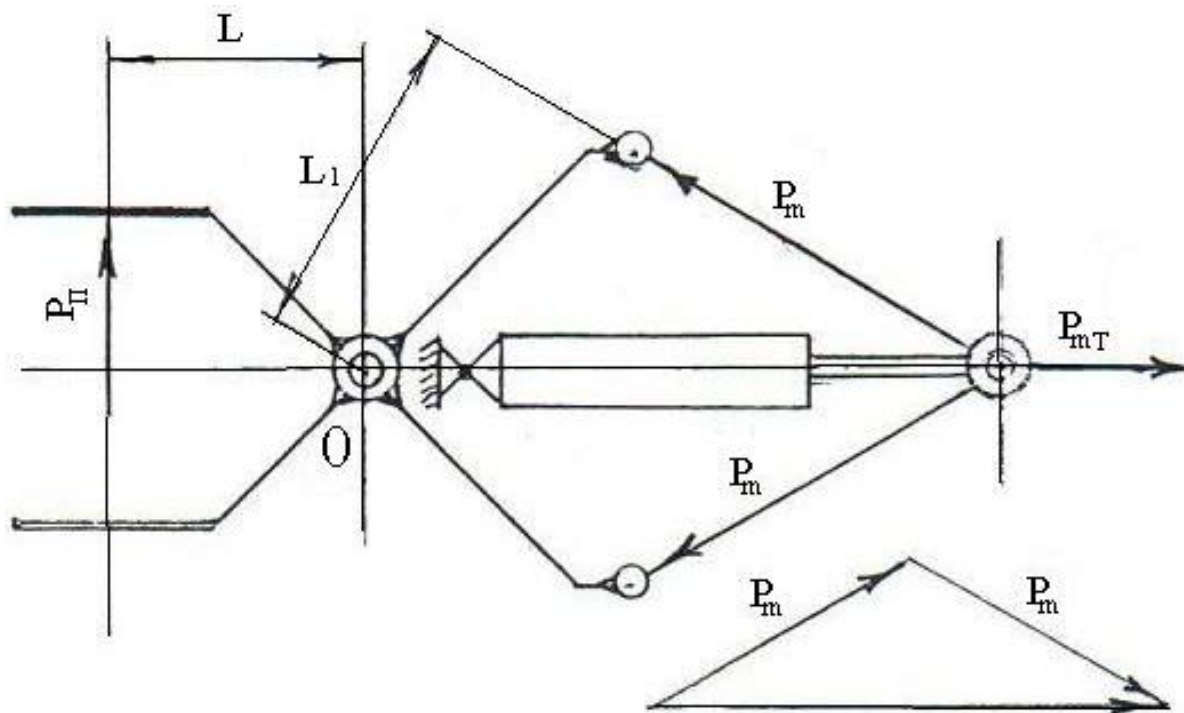


Рис. 6.3. Схема до розрахунку привода кліщів

$$\sum M_0 = 0;$$

$$P_{\Pi} \cdot L = P_m \cdot L_1;$$

$$P_m = \frac{P_{\Pi} \cdot L}{L_1 \cdot \eta},$$

де  $P_{\Pi}$  – сила притиснення кліщів до пня, Н;  
 $L, L_1$  – плечі дії сил, м;  
 $\eta$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

Зусилля в штоку гідроциліндра в цьому випадку  $P_{\text{шт}}$ , Н,

$$P_{\text{шт}} = 2P_m \cdot \cos \alpha,$$

де  $P_m$  – зусилля в тязі, Н;  
 $\alpha$  – кут між напрямками дії зусиль в тязі і в штоку, град.

Оскільки при захопленні пня кліщами рідина в гідроциліндр подається в безштокову порожнину, то внутрішній його діаметр  $D_{\text{вн}}$ , м,

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4P_{\text{шт}}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \eta_M}},$$

де  $P_{\text{шт}}$  – зусилля в штоку, Н;  
 $p$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням втрат в трубопроводі, МПа;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра.

Виривання пня здійснюється механізмом підйому поворотної рами. Схема цього механізму наведена на рис. 6.4.

Зі схеми видно, що в роботі по вириванню пня беруть участь дві пари гідроциліндрів. Перша пара (зовнішні гідроциліндри)

починає підйом поворотної рами, а друга пара (внутрішні гідроциліндри) продовжує цей процес і піднімає її на максимальну висоту, тим самим завершуючи остаточне виривання пня. Розрахунок параметрів цих гідроциліндрів зручніше починати з другої пари.

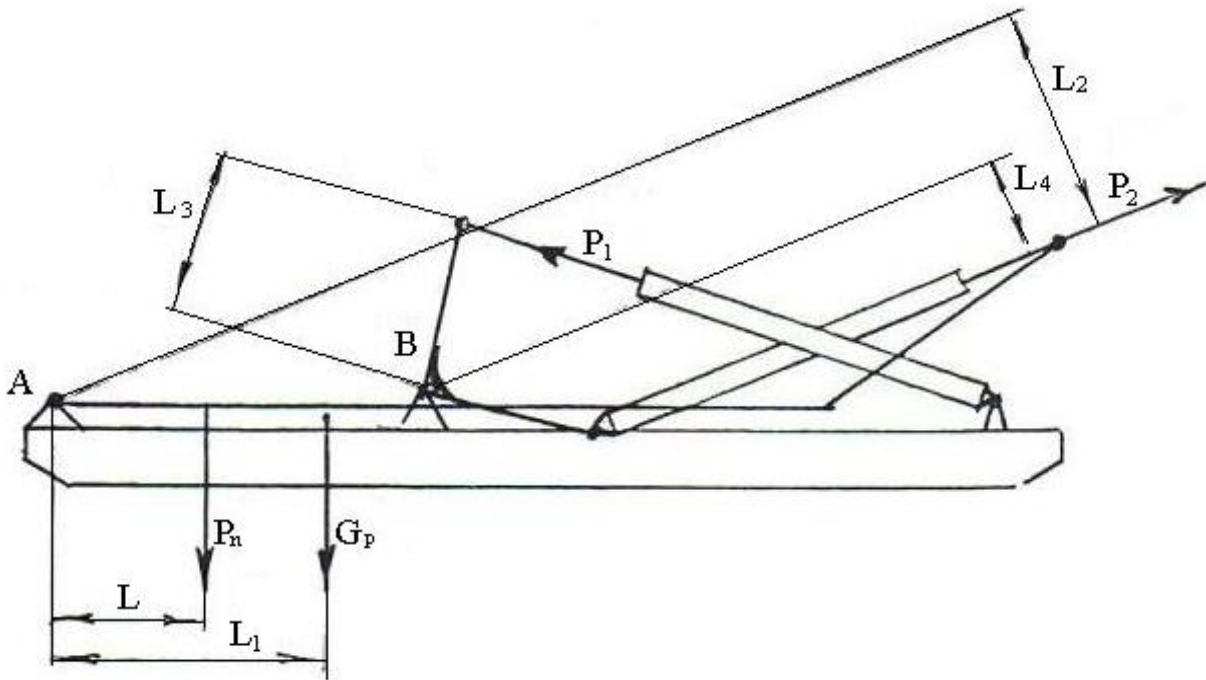


Рис. 6.4. Схема до розрахунку механізму виривання пня

Зусилля в штоках гідроциліндрів другої пари визначається з рівняння моментів діючих сил щодо осі підшипників поворотної рами (точка А).

$$\sum M_A = 0;$$

$$P_{\Pi} \cdot L + G_P \cdot L_1 = P_2 \cdot L_2;$$

$$P_2 = \frac{P_{\Pi} \cdot L + G_P \cdot L_1}{L_2},$$

де  $P_{\Pi}$  – зусилля по вириванню пня, Н;  
 $G_p$  – вага поворотної рами;  
 $L, L_1, L_2$  – плечі дії сил, м.

Зусилля в штоку одного гідроциліндра  $P_{\text{ШТ}}$ , Н, з урахуванням тертя в шарнірах, Н,

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{P_2 \cdot k}{2 \cdot \eta},$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірну роботу гідроциліндрів;  
 $\eta$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

Внутрішній діаметр гідроциліндрів другої пари  $D_2$ , м,

$$D_2 = \sqrt{\frac{4P_{\text{ШТ}}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \eta_M}},$$

де  $p$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням втрат, МПа;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра.

За отриманим внутрішнім діаметром підбираються гідроциліндри загального призначення зі збільшеним діаметром штока [35].

Зусилля для остаточного підйому поворотної рами визначають з рівняння моментів діючих сил щодо осі повороту двоплечових важелів (точка В).

$$\sum M_B = 0;$$

$$P_2 \cdot L_4 = P_1 \cdot L_3;$$

$$P_1 = \frac{P_2 \cdot L_4}{L_3} .$$

З урахуванням тертя в шарнірах

$$P_1 = \frac{P_2 \cdot L_4}{L_3 \cdot \eta} ,$$

де  $P_2$  – зусилля, яке прикладене до вушок поворотної рами і направлене по лінії дії штоків другої пари гідроциліндрів, Н;

$L_3, L_4$  – плечі дії сил, м;

$\eta$  – коефіцієнт, що враховує тертя в шарнірах.

Зусилля в штоку одного гідроциліндра першої зовнішньої пари  $P_{\text{ШТ}}$ , Н,

$$P_{\text{ШТ}} = \frac{P_1 \cdot k}{2} ,$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірну роботу гідроциліндрів.

Внутрішній діаметр гідроциліндрів першої пари  $D_1$ , м,

$$D_1 = \sqrt{\frac{4P_{\text{ШТ}}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \eta_M}} ,$$

де  $p$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням втрат, МПа;

$\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра.

Зусилля для підйому робочого органу  $P_{\Pi}$ , Н, визначається зі схеми, що наведена на рис. 6.5, і знаходиться з рівняння моментів діючих сил щодо осі О.

$$\Sigma M_0 = 0;$$

$$G_0 \cdot L_2 + G_{\text{ТР}} \cdot L_1 = P_{\Pi} \cdot L;$$

$$P_{\Pi} = \frac{G_0 \cdot L_2 + G_{\text{ТР}} \cdot L_1}{L}.$$

З урахуванням тертя в шарнірах  $P_{\Pi}$ , Н,

$$P_{\Pi} = \frac{G_0 \cdot L_2 + G_{\text{ТР}} \cdot L_1}{L \cdot \eta},$$

де  $G_0$  – приведена вага робочого органу, Н;  
 $G_{\text{ТР}}$  – вага штовхальної рами, Н;  
 $L$ ,  $L_1$  і  $L_2$  – плечі дії сил, м;  
 $\eta$  – ККД шарнірів.

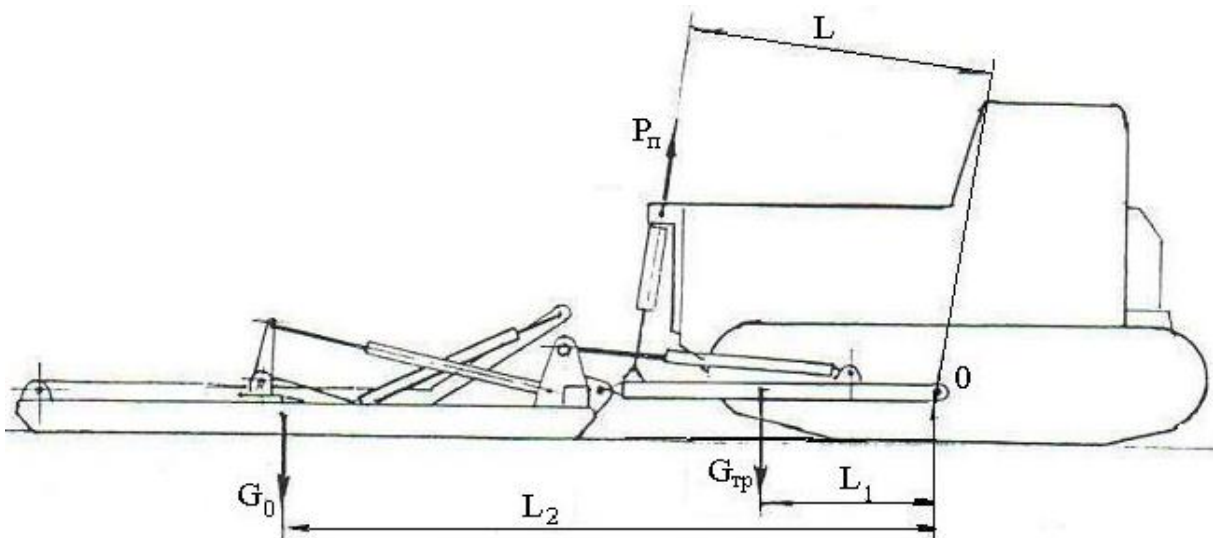




Рис. 6.5. Схема до розрахунку механізму підйому робочого органу

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D_{\Pi}$ , м,

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4P_{\Pi}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \eta_M} + d^2},$$

де  $P_{\Pi}$  – зусилля підйому робочого органу, Н;

$p$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням втрат, МПа;

$\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра;

$d$  – діаметр штока гідроциліндра, м.

Переведення робочого органу з робочого в транспортне положення здійснюється двома гідроциліндрами, вказаними на схемі (рис. 6.6) і визначається з рівняння моментів діючих сил щодо осі повороту (точка О).

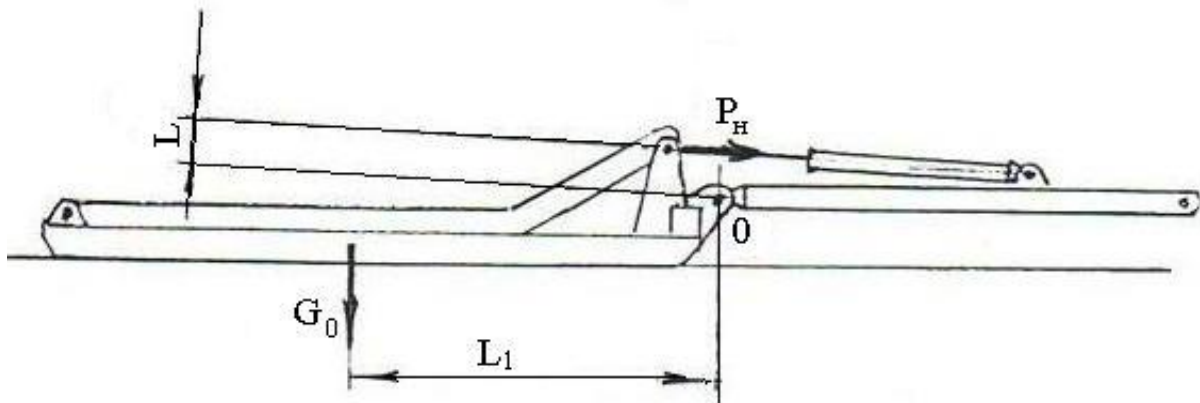


Рис. 6.6. Схема до розрахунку механізму нахилу робочого органу

$$\sum M_0 = 0;$$

$$G_0 \cdot L_1 = P_H \cdot L;$$

$$P_H = \frac{G_0 \cdot L_1}{L}.$$

З урахуванням тертя в шарнірах  $P_H, H$ ,

$$P_H = \frac{G_0 \cdot L_1}{L \cdot \eta},$$

де  $G_0$  – приведена вага робочого органу, Н;  
 $L$  і  $L_1$  – плечі дії сил, м.  
 $\eta$  – ККД шарнірів.

Зусилля в штоку одного гідроциліндра  $P_{шт}, H$ ,

$$P_{шт} = \frac{P_H \cdot k}{2},$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірну роботу гідроциліндрів.

Внутрішній діаметр гідроциліндра  $D_H, м$ ,

$$D_H = \sqrt{\frac{4P_{шт}}{\pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_M} + d^2},$$

де  $P_{шт}$  – зусилля в штоку гідроциліндра, Н;  
 $p$  – робочий тиск в гідросистемі з урахуванням втрат, МПа;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідроциліндра.  
 $d$  – діаметр штока, м.

За отриманою величиною діаметра підбирається гідроциліндр [35].

## ВИСНОВОК

На підставі огляду і аналізу вищевикладеного матеріалу зарубіжної і вітчизняної техніки, призначеної для знищення рослинності уздовж залізниць і в смузі відведення, можна зробити наступні висновки.

Найбільшого розповсюдження в Україні і за кордоном набув механічний спосіб видалення рослинності. Зарубіжна техніка, яка призначена для боротьби з рослинністю механічним способом, – це в основному спеціалізовані самохідні машини, що мають залізничний, колісний або комбінований хід. Особливістю цих машин є використання основних робочих органів – роторних пристроїв із зовнішнім діаметром від 0,5 до 2,1 м, забезпечених двома або більше ріжучими елементами у вигляді ножів, закріплених жорстко, або шарнірно по периметру роторів і які мають частоту обертання від 750 до 2500 об/хв.

Роторні пристрої частіше за все встановлюються на головках, що розташовані на кінцях похилих або телескопічних стріл, які окрім підйому і опускання мають здатність повертатися в горизонтальній площині. Головки, у свою чергу, можуть змінювати своє положення як у горизонтальній, так і у вертикальній площинах. Приводом роторних пристроїв у переважній більшості служать гідродвигуни.

В країнах СНД, зокрема в Україні, для боротьби з рослинністю на залізницях набули широкого розповсюдження навісні пристрої, які встановлюються на колісні або гусеничні трактори.

Робочими органами таких пристроїв служать дискові пили, ротори з двома, чотирма або шістьма ножами, горизонтальні барабани з шарнірно прикріпленими до них ножами або ланцюгами. Зовнішній діаметр цих органів складає від 700 до 2000 мм, частота обертання – від 400 до 2500 об/хв. Привід робочих органів здійснюється: від вала відбору потужності тракторів через систему механічних передач; від гідродвигуна або електродвигуна через муфту, редуктори і ланцюгові передачі. Розташовуються ці робочі органи частіше за все позаду колісного або гусеничного трактора на рамах, кронштейнах і стрілах, що

дозволяють їм, за допомогою гідроциліндрів, підійматися, опускати і повертати в горизонтальній площині.

Поява в Росії останніми роками спеціалізованих самохідних кущорізів на залізничному ходу показала, що питанням боротьби з рослинністю почали приділяти більш серйозну увагу. Робочими органами цих кущорізів служать роторні пристрої, які закріплені на кінцях телескопічних або висувних стріл. Приводи роторів і механізмів стріл гідрофіковані.

З появою більш дешевих і ефективних гербіцидів поступово розширюється застосування хімічного способу знищення рослинності і поєднання цього способу з механічним. При цьому механічні кущорізи частіше будуть застосовуватися для зрізання чагарників і дерев, що засохли під дією гербіцидів [29].

Слабо механізованими залишаються поки роботи по обрізанню гілок дерев як уздовж магістральних шляхів, так і в лісосмугах відведення, а також роботи по розчищенню лісосмуг від пнів, сухих дерев і чагарників.

Кафедрою «Будівельні, колійні і вантажно-розвантажувальні машини» розроблені і пропонуються в цій роботі машини і навісні пристрої, що дозволяють механізувати найскладніші і трудомісткі роботи по зрізанню рослинності з узбіч, укосів і виїмок уздовж залізничного полотна, а також для обрізання гілок, корчування пнів і коренів в смугах відведення.

Так, навісний трироторний пристрій служить для зрізання чагарників і дрібних дерев на смузі вширшки до 5 м від крайньої головки рейки і може встановлюватися на дрезині ДГКУ або на чотиривісній платформі в зоні обслуговування консольного крана дрезини МПТ-4.

Цей пристрій очищає від рослинності укоси, виїмки, кювети, може обходити опори контактної мережі без підйому його в транспортне положення.

Навісний кущоріз із стрілою, що ламається, призначений для видалення рослинності на горизонтальних, похилих ділянках поверхні землі, в кюветах і може обрізувати гілки кущів і дерев на висоті до 4 м. Особливістю його конструкції є трисекційна стріла, кожна секція якої забезпечена ротором діаметром 1,25 м з індивідуальним гідроприводом. Стріла може повертатися в

горизонтальній і вертикальній площинах на кут до  $180^{\circ}$ , розташовуватися за профілем поверхні землі і складатися в транспортне положення, вписуючись в поперечний габарит трактора.

Для обрізання гілок дерев запропонований пристрій, що складається з двох вантажопідійомників, один з яких забезпечений люлькою для розміщення людини з відповідним ручним інструментом. Трактор типу МТЗ або ЮМЗ з таким навісним пристроєм має малі габарити, високу прохідність і маневреність, а цим пристроєм можна обрізувати гілки на висоті до 7 м.

Для корчування і видалення пнів у смузі відведення пропонуються два пристрої, які можуть навішуватися на колісні або гусеничні трактори. Зусилля, що створюються цими пристроями, дозволяють видаляти із землі пні діаметром до 50 см, а також переміщати їх за межі смуги відведення.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гуленко Н.Н., Фомин В.В. Механизация и автоматизация путевых работ за рубежом. - М.: Транспорт, 1975. – 232 с.
2. Караус Л. Созданная на МАВ травокосилка-кусторезка // Бюллетень ОСЖД, “Тамка”, Польша, Варшава. – 1988. – № 5. – С. 7-9.
3. International Constraction Equipment. Internation Harvester Export Company. Chicago, Illinois, USA.
4. Борьба с растительностью в Америке. По материалам зарубежной периодики // Путь и путевое хозяйство. – 2003. – №7. – С. 40.
5. Нестеров Э.М., Егоров А.Т., Барановский В.А. Путевая техника за рубежом: Обзор. - М.: ЦНИИТЭНтяжмаш, 1985. – 36 с.
6. Машины для очистки пути от растений. Progressive Railroading. – 1992. – №7. – С.17-19.
7. Селин В.М. Зеленый щит // Путь и путевое хозяйство. – 1986. – № 11. – С. 7-8.

8. Теклин В.Г. Термический способ борьбы с растительностью на пути // Железнодорожный транспорт за рубежом. – 1995. – Вып. 3. – С.38-39.

9. Белов М., Гехтер Ф. Борьба с растительностью на железных дорогах Европы // Железные дороги мира. – 2004. – № 6. – С. 75-79.

10. Яковлев В.В. Опыт работы по созданию оборудования, применяемого на рубках ухода в защитных лесонасаждениях железных дорог // Путь и путевое хозяйство. – 1987. – №2. – С. 33.

11. Самарцев А.Я. Для срезки деревьев и кустарников // Путь и путевое хозяйство. – 1969. - № 10. – С. 34.

12. Машина для скашивания растительности МСР-1,2. Мозырский завод мелиоративных машин. Проспект, Минский СКБ по дорожным и мелиоративным машинам, 1967. – 2 с.

13. Савинов Е.П. Навесной кусторез-измельчитель // Путь и путевое хозяйство. - 1973. - №3. – С. 38-39.

14. Кусторез-измельчитель. Информационный листок № 0014-75. Серия 20-П. – М.: МПС, 1975.

15. Самарцев А.Я. Механизмы для рубок ухода // Путь и путевое хозяйство. – 1973. – № 7. – С. 36-37.

16. Самарцев А.Я. Лесной комплекс // Путь и путевое хозяйство. – 1987. – № 9. – С. 25-28.

17. Межиборец Д.П. Хозяева “зелёного цеха” // Путь и путевое хозяйство. – 1985. – № 6. – С. 17-19.

18. Кириченко Г.А. Реконструируем насаждения // Путь и путевое хозяйство. – 1986. – № 1 – С. 20-22.

19. Савинов Е.П. Развивается хозяйство лесоводов // Путь и путевое хозяйство. – 1985. – № 7. – С. 27-28.

20. Косилка роторная КР-2.0. Паспорт. ОАО “Каменский машиностроительный завод”. – 2 с.

21. Супрун П.П. Очистка откосов от кустарника // Путь и путевое хозяйство. – 2003. – № 3. – С. 39.

22. Кусторез СП-93. Проспект. – 4 с.

23. Корчевальный агрегат К-15. Проспект. Брянский завод ирригационных машин, 1976. – 4 с.

24. Машина для сплошной корчевки пней МТП-26. Проспект. Нелидовский завод торфяного машиностроения, ЦНИИТЭстроймаш, 1976. – 4 с.

25. Корчеватель М6. Паспорт. Харьковский завод дорожных машин.

26. Старжинский В.А., Матюшонок Н.А. Корчеватель-собираатель ДП-27 // Строительные и дорожные машины. – 1974. – № 5. – С. 4-5.

27. Корчеватель-собираатель Д-608. Проспект. Минчечаурский завод дорожных машин. – 4 с.

28. Рыбаков С.А. Лёгкий корчеватель // Путь и путевое хозяйство. – 1984. – № 4. – С. 33.

29. Антонов Б.В. Уничтожение растительности на пути (по материалам всероссийского симпозиума-школы) // Путь и путевое хозяйство. – 1997. – №7. – С. 24-25.

30. Стефанов Б.Н., Сушков В.Ф., Бурцев Б.Ф., Морозов В.А. Устройство для удаления растительности // Путь и путевое хозяйство. – 1991. – № 5. – С. 15.

31. Стефанов Б.Н., Орёл В.М., Бурцев Б.Ф. Удалитель растительности // Путь и путевое хозяйство. - 1993. - № 7. – С. 1.

32. Орёл В.М., Стефанов Б.Н., Кузьменко А.Ф. Кусторез // Путь и путевое хозяйство. – 1997. – № 2. – С. 9.

33. Строительные работы и машины / Под ред. проф. П.Ф. Дубинского. - М.:Транспорт, 1968 - 479 с.

34. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчётам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Высшая школа, 1983. - 350 с.

35. Путевые машины: Учеб. для ВУЗов ж.д. транспорта / С.А. Соломонов, М.В. Попович, Б.Н. Стефанов, П.М. Цигельный, А.М. Яковлев; Под ред. С.А. Соломонова. – М.: Транспорт, 1985. – 375 с.

Б.М. Стефанов, А.В. Євтушенко, В.М. Астахов

МЕХАНІЗАЦІЯ РОБІТ ПО ВИДАЛЕННЮ  
РОСЛИННОСТІ ІЗ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ І  
СМУГИ ВІДВЕДЕННЯ

*Навчальний посібник*

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор Решетилова В.В.

---

Підписано до друку 27.03.07 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 6,75. Обл.-вид.арк. 7,0.

—————Замовлення №—————Тираж 150 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК № 2874 від. 12.06.2007 р.

Друкарня УкрДАЗТу,

61050, Харків - 50, пл. Фейєрбаха, 7