

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Строительно-дорожные машины»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПО КУРСУ «ДОРОЖНЫЕ
МАШИНЫ»**

РАЗДЕЛ: «АВТОГРЕЙДЕРЫ»

Ташкент – 2014

1. ЦЕЛЬ, СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Целью курсового проектирования является закрепление и углубление знаний по конструированию и расчету дорожно-строительных машин, изучение элементов конструкций отдельных типов машин, приобретение инженерных навыков разработки конструктивных узлов, подготовка студентов к дипломному проектированию на основе знаний полученных при изучении общетехнических дисциплин (сопротивление материалов, детали машин, технологии металлов и др.), а также специального курса землеройных машин.

Курсовой проект по курсу «Дорожные машины» раздел «Автогрейдеры» - комплексная работа, в которой студент должен применять знания для решения конкретной инженерной задачи – разработке конструкции или модернизации автогрейдера.

Проект должен состоять из расчетно-пояснительной записки и графического материала.

Расчетно-пояснительная записка (40-50 стр.) должна быть изложена в следующем порядке: титульный лист; задание; оглавление; вступительная часть, в которой рассматривается назначение машины, ее конструктивная особенность и обосновывается необходимость проектируемого узла, дается описание новых элементов узла, разработанных студентом, а также материалы патентного поиска или краткого обзора литературы по нашей стране и за рубежом; выбор и расчет главных размеров проектируемого узла; габаритный чертеж машины с технической характеристикой и схемой управления (гидравлическая или кинематическая); выбор расчетных положений для определения усилий, действующих на узел, определение этих усилий и расчет на прочность основных деталей узла; краткий расчет эффективности; заключение и перечень использованной литературы. Текст записки выполняется с таблицами, схемами, графиками, рисунками, на одной стороне листов формата А (210x297) с полями справа, сверху, снизу – 5 мм, слева – 20 мм от внешней стороны сшитых в тетрадь. Он должен быть лаконичным, сжатым, связанным, технически грамотным.

Текст разрабатывается по разделам (части), обозначенные арабскими цифрами в пределах всей записки. Раздел может быть разбит на подразделы, а подразделы на пункты с подпунктами, номера подразделов состоят из номеров и подраздела, разделенных точкой, например 1.1.1. или 3.2.1.

Подпункты в пределах пункта обозначаются строчными буквами русского алфавита со скобкой (а)...(в). Чертежи, схемы и графики, таблицы, помещенные в тексте записки нумеруются последовательно и сопровождаются поясняющими подписями. В записке обязательно надо помещать расчетные схемы деталей или механизмов с принятыми в формулах буквенными обозначениями и численными значениями величин в Международной системе единиц (СИ). Принятые буквенные обозначения должны иметь пояснения. Не допускаются одинаковые обозначения различных величин, при выборе буквенных обозначений надо пользоваться соответствующими ГОСТами. В конце записки должен быть помещен список использованной литературы, составленный в такой последовательности: автор, фамилия и инициалы,

название книги (статьи, с указанием журнала или сборника), том или часть книги (номер журнала), место издания, издательство, год издания. Расположение литературы – по фамилиям авторов, приводимым в алфавитном порядке.

При использовании какой-либо формулы, численных значений величин или других материалов в расчетно-пояснительной записке нужно тут же указать соответствующий литературный источник, приводя его порядковый номер по списку, в квадратных скобках.

Графическая часть должна быть представлена на 3 листах формата 24 (594x841), в соответствии с требованиями «Единой системы конструкторской документации (ЕСКД)» в карандаше. На первом листе вычерчивается общий вид машины (схематично) с кинематической (или гидравлической) схемой и технической характеристикой. На втором листе вычерчивается разработанное или модернизированное рабочее оборудование, узел или механизм со всеми необходимыми разрезами и сечениями, дающими полное представление о его конструкции и работе. На третьем листе приводятся рабочие чертежи основных деталей, каждая из которых вычерчивается на отдельном формате (11, 12 или 22), входящем в формат 24 или сборочные единицы (сварочные узлы и подузлы) со всеми разрезами и сечениями. На чертежах должны иметься следующие данные, необходимы для изготовления и контроля деталей: размеры, допуски на изготовление, чистота обработки поверхности, марка материала, термическая обработка с указанием прочности и твердости, а также технические условия.

На листах чертежей спецификация не пишется. Спецификацию составляют на отдельных листах на каждую сборочную единицу, комплекс и комплект.

Методические указания к курсовому проекту. При выполнении курсового проекта необходимо изучить конструкцию и способы эксплуатации машин и особенно один из узлов, который должен быть разработан в соответствии с заданием.

Изучение машины рекомендуется начинать с изучения кинематической схемы, при этом следует подробно проанализировать кинематические параметры разрабатываемого узла. Должны быть изучены условия работы всей машины и ее конструктивные особенности.

Необходимо изучить конструкцию прототипа разрабатываемого узла, т.е. определить: назначение узла, принцип его работы, усилия, действующие на узел; статистические, динамические, переменные; механизмы привода или управления данного узла; конструктивные особенности, достоинства и недостатки; надежность и долговечность работы.

На основе проведенного анализа должен быть сделан вывод с конструктивных и технологических изменений, которые могут быть внесены в данный узел. Эти вопросы следует отразить во вступительной части расчетно-пояснительной записки.

После решения этих вопросов приступают и непосредственному выполнению проекта. Вначале дают краткое описание машины и приводят ее

техническую характеристику. Затем обосновывают необходимость разработки новой конструкции узла или его элемента.

Далее определяют основные размеры проектируемого узла. После определения основных размеров узла (с учетом требований ЕСКД) вычерчивают на одном листе габаритный чертеж машины и конструктивную схему разрабатываемого узла, пользуясь при этом имеющимся прототипом.

Если в задании требуется разработать систему управления, то надо обосновать ее выбор (гидравлическая), а также выбор основных параметров системы (давление жидкости, количество цилиндров и т.д.).

В расчетах независимо от того, входит ли в разработку рабочий орган рассматриваемой машины, должно быть обязательно дано обоснование выбора рабочего органа и его основных параметров, а также расчет усилий и на детали разрабатываемого узла с приведением расчетных схем. Например, при расчете отвала автогрейдера должны быть определены силы, действующие на отвал, а также дана схема сил, действующих на автогрейдер и т.д.

Методика расчета и выбор основных параметров, а также расчет на прочность для выполнения полученного задания ведут аналогично расчету прототипа, поэтому ниже приведена методика расчета некоторых параметров и узлов автогрейдера.

В расчетах экономической эффективности следует показать, на сколько повышается производительность, надежность, облегчается управление, улучшаются условия эксплуатации и т.д., в связи с введением в конструкцию машины новых элементов узла, разработанных студентом.

В задании на разработку курсового проекта должны быть заданы (примерно) следующие исходные данные:

- а) мощность двигателя автогрейдера;
- б) привод рабочего органа;
- в) колесная формула;
- г) дополнительное оборудование;
- д) категория разрабатываемого грунта и его характеристика;
- е) содержание (определение) графической части для 3-х листов;
- ж) обязательные календарные сроки сдачи проекта и листов.

Примерное содержание расчетно-пояснительной записки следующее:

1. Задание.
2. Оглавление.
3. Введение.
4. Обоснование выбранной конструкции.
5. Патентный поиск, или обзор отечественных и зарубежных автогрейдеров.
6. Выбор и расчет основных параметров автогрейдера.
7. Тяговый расчет автогрейдера.
8. Расчет мощности двигателя и производительности автогрейдера.
9. Расчет сил, действующих на автогрейдер.
10. Расчет элементов конструкции автогрейдера на прочность.
11. Экономические расчеты.

12. Выводы.

13. Список использованной литературы.

2. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ АВТОГРЕЙДЕРА

Обоснование конструктивной схемы и определение основных параметров автогрейдера

После проведения анализа отечественных и зарубежных конструкций автогрейдеров, необходимо дать обоснование общей схемы проектируемой машины и основных решений. При этом необходимо учесть главные направления технического прогресса в механизации земляных работ и основные тенденции в производстве автогрейдеров.

Обоснование сопровождается кратким описанием устройства проектируемого автогрейдера. При этом разрабатываются и освещаются следующие основные конструктивные особенности современных автогрейдеров:

- а) тип колесной схемы (количество ведущих осей, вид рулевого управления);
- б) тип трансмиссии: ступенчатая, бесступенчатая, механическая, гидромеханическая, электромеханическая, число передач и прочее;
- в) общее конструктивное оформление автогрейдеров;
- г) тип рабочего органа (механизм выноса, механизм поворота отвала);
- д) тип привода управления, его состав, конструктивно-кинематическая схема;
- е) наличие вспомогательных устройств, наполнения отвала;
- ж) прочие устройства и конструктивные особенности.

Определение основных параметров автогрейдера

Сцепной вес автогрейдера. Между весом автогрейдера и его сцепным весом $G_{сц}$ существует зависимость.

$$G_{сц} = \varphi_o G, \text{ кгс (Н)} \quad (1)$$

где φ_o – коэффициент, определяемый колесной схемой (для автогрейдеров с колесными формулами 1х2х3 и 1х1х2 $\varphi_o=0,7 \div 0,75$, для автогрейдеров со всеми ведущими колесами $\varphi_o=1$).

Сцепной вес автогрейдера определяет свободное тяговое усилие на ведущих колесах

$$P_{\kappa} = G_{сц} \cdot \varphi, \text{ кгс (Н)} \quad (2)$$

где φ - коэффициент сцепления ведущих колес с грунтом, (см. табл. 4).

По статистическим данным основные параметры автогрейдеров для наиболее распространенной колесной формулы (1х2х3) связаны следующими зависимостями:

$$G = C_1 (200 + 90 N), \text{ кгс (Н)} \quad (3)$$

где N – мощность двигателя автогрейдера, л.с.;

C_1 – коэффициент вариации, величина которого колеблется в пределах от 0,73 до 1,27.

Нагрузка на переднюю ось

$$C_1 = 28 \text{ NC}_2, \text{ кгс (Н)} \quad (4)$$

где C_2 – коэффициент вариации, равный $0,75 \div 1,25$;
нагрузка на заднюю ось

$$G_2 = C_3 (500 + 58 N), \text{ кгс (Н)} \quad (5)$$

где C_3 – коэффициент вариации, равный $0,77 \div 1,23$;
сила, прижимающая отвал,

$$P_2 = 50 \cdot C_4 \cdot N, \text{ кгс (Н)} \quad (6)$$

где C_4 – коэффициент вариации, равный $0,70 \div 1,30$.

Размер базы L_o , ширины колеи B_o и связанного с ним радиуса поворота R_n автогрейдера выбираются таким образом, чтобы машина имела наименьшие размеры, но при этом необходимо (рис. 1) учитывать устойчивость движения.

$$B_o > l_o + \frac{d}{2}, \quad (7)$$

где l_o – ширина вырезания забоя;

d – ширина шины колеса.

Минимальный размер базы L_o двухосного автогрейдера при среднем положении отвала с учетом необходимого зазора

$$L_{o \min} = D + \sqrt{L_o^2 - B_o^2} + 2\Delta \quad (8)$$

для трехосного автогрейдера

$$L_o^1 = L_o + \frac{D}{2} + 2\Delta, \quad (9)$$

где Δ – минимальный зазор между отвалом и шиной, $\Delta=50$ мм;

D – диаметр шины (рис. 1).

Определение размеров рабочего органа автогрейдера

Согласно рис. 2 радиус кривизны отвала автогрейдера определяется по формуле

$$R = \frac{H}{\cos \varphi + \cos \gamma}, \quad (10)$$

где H – высота отвала при принятых значениях углов резания ($\gamma=30 \div 70$) и опрокидывания ($\varphi=40 \div 45^\circ$).

Объем грунта накапливающегося на отвале, будет $V=F \cdot S$ или

$$V = \frac{Fl \cos \rho}{\cos (\alpha + \rho)}, \quad (11)$$

где $\rho=22-30^\circ$ угол трения;

α – гол захвата отвала, при вырезании грунта $30-45^\circ$, при перемещении грунта в сторону $60-75^\circ$, при планировочных работах – 90° ;

F – площадь сечения вырезаемой отвалом стружки, м^2 ;

l - длина отвала, м.

$$F = \frac{G \varphi \theta K_p}{K_k}, \quad (12)$$

где θ - коэффициент использования сцепного веса, при коэффициенте буксования $\delta=0,18-0,22$ величина $\theta=0,45 \div 0,55$;

K_k – удельное сопротивление копанию, равный $20 \div 24$ т/м²;

K_p – коэффициент разрыхления грунта, равный $1,20 \div 1,25$.

Высота отвала

$$H = 0,174 \sqrt{G}, \text{ м} \quad (13)$$

Длина отвала

$$l = 1,06 \sqrt{G}, \text{ м} \quad (14)$$

Размеры отвалов (H , l и R) подсчитаны по формуле (13, 14 и 10) и сведены в табл. 1.

Таблица 1.

Расчетные размеры отвалов

Вес автогрейдера, т	Размеры отвала в мм		
	H	l	R
(легкий) 8,6	510	3114	334
(средний) 11,5	590	3602	387
(тяжелый) 17,6	730	4469	480

Тяговый расчет автогрейдера

В тяговом расчете автогрейдера определяется величина необходимого тягового усилия на различных стадиях рабочего процесса.

При этом надо убедиться, что номинальное тяговое усилие (T_n) машины на данной передаче обеспечивается сцеплением движителя с грунтом ($T_{сц}$), т.е.

$$T_n \leq T_{сц} \quad (15)$$

В процессе работы автогрейдера возникают различного характера и величины силы сопротивления его движению. Исходя из этих сопротивлений, рассчитывают силовую установку машины и определяют усилия, возникающие в элементах конструкции, для расчета их на прочность.

Для определения сопротивлений, возникающих в рабочем режиме при резании и перемещении грунта автогрейдером определенного типа должны быть известны:

- а) род грунта и его характеристика (по заданию);
- б) размеры отвала и углы его установки (из расчета);
- в) вес автогрейдера (из расчета).

При установившемся движении в этом режиме преодолеваются следующие сопротивления.

1. Сопротивление грунта резанию ножом

$$W_p = kF, \text{ тс (кН)}, \quad (16)$$

где κ – удельное сопротивление грунта резанию, $\kappa=12\div20$ т/м²;
 F – площадь поперечного сечения вырезаемой стружки грунта, м².
 При резании концом отвала с погружением его на половину длины

$$F = \frac{lh \sin \alpha}{4 \cos \delta}, \quad (17)$$

где α – угол захвата ножа, град;

l – длина отвала, м;

h – наибольшая глубина резания, м;

δ – угол наклона ножа в вертикальной плоскости, нормальной и продольной оси машины ($0\div30^\circ$).

2. Сопротивление перемещению призмы волочения грунта

$$W_{np} = G_{np} \mu_1 \cdot \sin \alpha, \text{ тс (кН)}, \quad (18)$$

где $G_{np}=V_{np}\lambda$ – сила тяжести грунта в призме волочения, кг;

V_{np} – объем призмы волочения, м³;

$\lambda=1,6+1,7$ т/м³ – насыпной вес призмы волочения;

μ_1 – коэффициент трения грунта по грунту, для связанных грунтов $\mu_1=0,5$, для несвязных $\mu_1=0,7$, максимальное значение $\mu_1=1,0$.

Объем призмы волочения с учетом, что часть длины ножа погружена в грунт для резания, определится

$$V_{np} = \frac{(H - h_{cp})^2 \cdot l \cdot K_3}{2 \operatorname{tg} \varphi_1}, \text{ м}^3 \quad (19)$$

где H – высота отвала, м;

h_{cp} – средняя глубина резания, м; $h_{cp} = \frac{h}{4}$;

K_3 – коэффициент заполнения отвала грунтом;

$$K_3=1,8+2,0$$

φ_1 – угол естественного откоса насыпного грунта, (табл. 2).

Таблица 2.

Углы естественного откоса насыпных грунтов, град

Вид грунта	Грунт		
	Сухой	Умеренно-влажный	Мокрый
(легкий) 8,6	20-30	30-35	20-30
(средний) 11,5	40-50	30-35	20-25
(тяжелый) 17,6	45-50	35-40	15-30

3. Сопротивление трения призмы волочения при ее перемещении вдоль отвала (в сторону)

$$W_c = G_{np} \mu_1 \mu_2 \cos \alpha, \text{ тс (кН)} \quad (20)$$

где μ_2 – коэффициент трения грунта о сталь, который обычно равен 0,4-0,6.

4. Сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу

$$W_g = G_{np} \mu_2 \cos^2 \gamma \sin \alpha, \text{ тс (кН)} \quad (21)$$

где γ - угол резания, в зависимости от выполняемых автогрейдером работ меняется в пределах $30-80^\circ$, может быть принят равным $30 \div 45^\circ$.

5. Сопротивление перекачиванию колес

$$W_k = G \cos \beta [(1 - a) f + a \mu_2], \text{ тс (кН)} \quad (22)$$

где G – сила тяжести (вес) автогрейдера, тс;

β - угол подъема участка работы в направлении движения;

a - коэффициент, учитывающий часть силы тяжести, воспринимаемой отвалом, $a=0 \div 0,5$;

f – коэффициент сопротивления качению на колесах (табл. 3)

Таблица 3.

Значения коэффициента сопротивления качению
колес в зависимости от типа покрытия дороги

Тип покрытия дороги	Значение коэффициента f
Асфальт	0,015
Укатанная сухая проселочная дорога	0,03÷0,05
Песок сухой	0,2
Песок влажный	0,16

6. Сопротивление от преодоления подъема

$$W_h = G \sin \alpha, \text{ тс (кН)} \quad (23)$$

Таким образом, при установившемся рабочем (тяговом) режиме работы автогрейдера суммарное сопротивление движения будет

$$W_{\text{раб}} = W_p + W_{np} + W_c + W_{\sigma} + W_k + W_h \quad (24)$$

7. Сопротивление преодолению сил инерции при трогании с места с загруженным ножом или повышении скорости движения

$$W_j = \frac{\varepsilon G + G_{np}}{g} \cdot \frac{dv}{dt}, \text{ тс (кН)} \quad (25)$$

где ε - коэффициент учета вращающихся масс;

$\frac{dv}{dt}$ - поступательное ускорение автогрейдера, м/с^2 ;

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

Значение ε можно определить по уравнению

$$\varepsilon = \frac{\frac{G}{g} + J_m \eta_m \frac{i_m^2}{z_a^2} + \sum J_k \frac{1}{z_c^2}}{\frac{G}{g}}, \quad (26)$$

где J_m – момент инерции маховика двигателя, $\text{кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}$;

i_m – общее передаточное число трансмиссии привода колесного движителя;

η_m – к.п.д. трансмиссии привода колесного движителя;

$\sum J_k$ – суммарный момент инерции колес автогрейдера, $\text{кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}$;

z_c – силовой радиус колесного движителя, м.

с учетом сопротивления преодолению сил инерции суммарное сопротивление движению будет

$$W_{раб} = W_p + W_{np} + W_c + W_e + W_k + W_h + W_j \quad (27)$$

При транспортном режиме работы автогрейдера возникают следующие сопротивления: перекачиванию колес (W_k), при движении на подъем (W_h) преодолению сил инерции (W_j) и воздуха, определяемого выражением

$$W_{воз} = \frac{K_{\omega} F_1 v^2}{3,6^2}, \quad (28)$$

где K_{ω} – коэффициент обтекаемости (по аналогии с грузовыми автомобилями можно принять $0,06 \div 0,07$);

$F_1 = B_o \cdot H_m$ – площадь лобового сопротивления, м²;

B_o – ширина колеи, м;

H_m – высота машины, м;

V – действительная скорость движения, км/ч.

Следовательно, на транспортном режиме работы автогрейдера сумма всех сопротивлений составит:

$$W_{тр} = W_k + W_j + W_h + W_{воз} \quad (29)$$

По суммарному сопротивлению движения $W_{раб}$ и $W_{тр}$ выбирается соответствующая передача так, чтобы окружное усилие на ведущих колесах автогрейдера была $P_k > W_{раб}$ или $P_k > W_{тр}$.

3. Потребная сила тяги и мощность двигателя

1) Потребная сила тяги P_k ведущих колес автогрейдера на рабочем режиме

$$P_k > W_{раб} \cdot \varphi Q_{сц}, \quad (30)$$

где $Q_{сц}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса (сцепной вес);

$Q_{сц} = \varphi G$; для колесной схемы 1х2х3 и 1х1х2 $\varphi = 0,70 \div 0,75$;

φ – коэффициент сцепления,

Таблица 4.

Коэффициент сцепления

Характеристика дорожных условий	Для шин высокого давления	Для шин низкого давления повышенной проходимости
Рыхлый свежесыпанный грунт	0,3÷0,4	0,4÷0,5
Плотный грунт оптимальной влажности	0,4÷0,5	0,5÷0,6
Песок естественного залегания: Сухой	0,2÷0,3	0,2÷0,3
Влажный	0,35÷0,40	0,4÷0,5
Грунтовая дорога: Сухая	0,4÷0,5	0,5÷0,6

В период распутицы	0,15÷0,25	0,2÷0,3
Сухое асфальтобетонное или бетонное шоссе	0,5÷0,7	0,4÷0,8

На величину коэффициента сцепления сильно влияет относительное скольжение колес в зоне контакта, определяемое коэффициентом буксования δ . Последний определяется как отношение скорости скольжения к окружной скорости вращения колеса:

$$\delta = \frac{V_o - V_d}{V_o}$$

где $V_o = \frac{\pi z n}{30}$, м/с

V_o – окружная скорость колеса при радиусе качения колеса z , м: и число оборотов n в мин;

V_d – скорость перемещения оси колеса (действительная скорость).

2) Потребная мощность двигателя для рабочего режима определяется по формуле

$$N_p = \frac{P_k \cdot V_d}{360}, \text{ кВт} \quad (31)$$

Резание грунта отвалом обычно производится при скорости движения автогрейдера 2,5÷4,0 км/ч при включении первой – второй передачи переменных передач.

3) Потеря мощности на буксование определяется

$$N_b = \frac{P_k \cdot V_d \cdot \delta}{306 (1 - \delta)}, \text{ кВт} \quad (32)$$

где коэффициент буксования может быть принят равным, $\delta=0,18-0,22$.

Таким образом, общая мощность двигателя автогрейдера

$$N_a = \frac{N_p + N_b}{\eta_T \eta_m}, \text{ кВт} \quad (33)$$

где η_T – к.п.д. трансмиссии;

η_m – коэффициент уменьшения мощности двигателя из-за неустановившейся загрузки.

Для механической трансмиссии $\eta_T=0,83\div0,86$,

$$\eta_m=0,88\div0,9.$$

Для гидродинамической трансмиссии $\eta_T=0,73\div0,76$,

$$\eta_m=1,0.$$

При заданной мощности двигателя обеспечение необходимой величины тяговой силы колес R_k проверяется по формуле

$$P_k = \frac{955,4 N_a \cdot i_k \cdot i_n \cdot \eta_T \cdot \eta_m}{n z}, \text{ кгс (Н)}, \quad (34)$$

где N_a – мощность двигателя, кВт;

n – частота вращения двигателя, об/мин;

z – радиус качения ведущих колес автогрейдера, м;

i_k – передаточное отношение КПП на рабочем режиме;

i_n – постоянное передаточное отношение трансмиссии.

4) Мощность двигателя, необходимая для работы на транспортном режиме

$$N'_a = \frac{W_{mp} \cdot V_{\max}}{360 \cdot \eta_T \cdot \eta_m}, \text{ кВт} \quad (35)$$

где V_{\max} – заданная максимальная скорость на транспортном режиме, м/с.

Из двух мощностей N_a и N'_a необходимо выбрать двигатель с наибольшей мощностью.

4. Производительность автогрейдера

Когда известна схема проходов автогрейдера по участку и определено число проходов, необходимое для выполнения работ при постройке земляного полотна или корыта, производительность автогрейдера можно определить по формуле.

$$П = \frac{1000 \cdot L \cdot K_{\text{вр}}}{2L \left(\frac{n_z}{V_z} + \frac{n_n}{V_n} + \frac{n_o}{V_o} \right) + 2t_n(n_z + n_n + n_o)}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (36)$$

L – длина рабочего участка, км;

F – площадь сечения насыпи, м²;

$K_{\text{вр}}$ – коэффициент использования рабочего времени, ($K_{\text{вр}}=0,8 \div 0,9$);

n_z, n_n, n_o – число проходов в одном направлении при зарезании, перемещении, отделочных работах;

V_z, V_n, V_o – скорости, соответствующие этим проходам, км/ч, определяются с помощью тяговой характеристики автогрейдера;

t_n – продолжительность одного поворота в конце участка,

$$t_n = (0,08 \div 0,1) \text{ ч}$$

Число проходов соответственно при перемещении и зарезании,

$$n_n = n_z \frac{l'_o}{l_n} K_{\text{нк}}; \quad n_z = \frac{F \cdot K_{\text{нк}}}{2 f_z};$$

где $K_{\text{нк}}$ – коэффициент перекрытия проходов при копании, равный 1,7;

f_z – сечение стружки в плотном теле,

$f_z=0,11 \div 0,14 \text{ м}^2$ (большое значение для прицепных грейдеров);

l'_o – средняя потребная длина перемещения, м;

l_n – величина перемещения грунта за один проход (при длине ножа 3,66 м, угле захвата 40°, $l_n=2,2 \text{ м}$);

$K_{\text{нк}}$ – коэффициент перекрытия проходов при перемещении, равный 1,15.

5. Силы, действующие на автогрейдер

1. Наиболее тяжелым видом работ, выполняемых автогрейдером, является копание грунта. Поэтому как для тягового расчета, так и для расчета на

прочность необходимо определить силы и моменты. Действующие на отдельные узлы и механизмы автогрейдер в процессе копания.

Схема нагрузок, действующих на автогрейдер с колесной схемой 1х2х3 при зарезании отвала в грунт представлена на рис. 3. На автогрейдер действуют:

а) активные силы – сила тяжести машины G и окружная сила на ведущих колесах P_k ;

б) реактивные силы – реакция грунта на колеса z_1 и z_2 , силы сопротивления качению F_1 и F_2 , боковые реакции Y_1 и Y_2 , действующие вдоль осей колес, и реакция грунта на нож P .

При рассмотрении системы сил, действующих на автогрейдер, делается ряд допущений, а именно:

1) все реактивные силы, действующие на задние колеса, приложены в точке, являющейся проекцией оси качения балансирующей тележки на грунт;

2) реакции грунта z_1 и z_2 соответственно равны на правых и левых колесах;

3) коэффициент сопротивления качению f передних и задних колес одинаковы;

4) реакция грунта на колесах условно перенесены на их осевые линии (рис. 3, б), а компенсационный момент $M_c = z \cdot a$ из-за небольшого значения $a = f \cdot z_c$ не учитывается;

5) реакция грунта P приложена на конце ножа в одной точке и направлена перпендикулярно плоскости отвала.

Составляя уравнения равновесия системы $\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$, $\Sigma Z=0$, $\Sigma M_y=0$ и $\Sigma M_z=0$, а также учитывая, что $F_1 = z_1 f$ и $F_2 = z_2 f$ можно определить неизвестные силы

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{P_k - fG}{f \cos \gamma + \sin \gamma \cdot \sin \alpha}; \\ Y_2 &= \frac{P \sin \gamma \left(\frac{l}{2} - l_1 \cos \alpha \right)}{L}; \\ Y_1 &= Y_2 + P \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha; \\ z_2 &= \frac{Gl_2 + P \cos \gamma \left(l_1 - \frac{l}{2} \cos \alpha \right)}{L}; \\ z_1 &= G + P \cos \gamma - z_2 \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

Реакция грунта на нож P может быть разложена на составляющие, определяемые из выражений

$$\left. \begin{aligned} P_z &= P \cos \gamma; \\ P_x &= P \sin \gamma \cdot \sin \alpha; \\ P_y &= P \sin \gamma \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

По результатам расчета неизвестных сил (z_1 ; z_2 ; F_1 ; F_2 ; P_x ; P_z ; Y_1 ; Y_2) по известным G и P_k необходимо:

1. По реакциям z_1 и z_2 подобрать тип и размер шин. Этим расчетом устанавливается также распределение общей нагрузки автогрейдера в рабочем положении по отдельным осям. У современных машин в нерабочем положении имеет место, следующее распределение сил тяжести по осям: на переднюю, ось приходится 30-35 % общей нагрузки, а на задние оси 65-70 %. У двухосной машины нагрузка на переднюю, ось достигает 40-45 %.

2. Проверить устойчивость машины в горизонтальной плоскости во время работы.

Сила P_x стремится повернуть машину вокруг центра тяжести, силы сцепления Y_1 и Y_2 препятствуют повороту.

При таком расчете принимают максимальные значения P_x , которое можно определить из следующего выражения

$$P_x = (G_{cy} + P_z) \varphi_{cw} \quad (39)$$

Устойчивость машины определится неравенством (рис. 3)

$$P_x \cdot l_3 \leq Y_1 \cdot l_4 + Y_2 \cdot l_5 \quad (40)$$

Здесь горизонтальные силы Y_1 и Y_2 должны быть определены по условиям сцепления

$$Y_1 = z_1 \varphi_{cy} \quad \text{и} \quad Y_2 = z_2 \varphi_{cy} \quad (41)$$

6. Расчет механизмов управления автогрейдера

Наиболее нагруженным механизмом управления автогрейдера является механизм подъема и опускания отвала. Поэтому передаваемая системой управления мощность определяется в основном параметрами операции подъема отвала.

Обычно мощность подъемного механизма составляет примерно 10-25 % мощности основного двигателя автогрейдера (табл. 5).

Таблица 5

Техническая характеристика гидроприводов
механизмов управления некоторых автогрейдеров

Марка	Параметры автогрейдера				Параметры гидропривода				Коэфф. относит. мощн.
	Двигатель		Отвал		Марка Насоса	Мощ н.л.с.	Давл. кгс/см ²	Произв. л/мин	
	марка	мощн. л.с.	длина, м	высота м					
ДЗ-31	АМ-01	110	3,66	0,6	НШ-46В НШ-10	16,0 3,0	100 10	75 15	0,15
ДЗ-40Б	СМД-14А	75	3,04	0,5	НШ-46В	12,5	75	75	0,17

ДЗ-61А	АМ-41	90	3,04	0,5	НШ-46 НШ-10	12,5 3,0	75 70	75 15	-
ДЗ-14В	УД6	165	3.70	0.7	НШ-67 НШ-46	22 12,5	100 75	100 75	-

Скорость вертикального перемещения отвала современных автогрейдеров составляет примерно 15-18 см/с. При введении автоматических устройств, обеспечивающих надлежащий профиль дороги, скорость подъема может быть увеличена. Скорости остальных рабочих операций (поворота отвала, выноса ножа и др.) выбираются из конструктивных соображений, и при назначении можно пользоваться данными из табл. 6.

Механизм подъема отвала

Таблица 6

Скорости рабочих операций

Операция	Управление	
	Редукторное	Гидравлическое
Подъема отвала в см/с	8,5÷18,0	9,0÷18,0
Опускание отвала в см/с	6,2÷8,0	6,5÷8,5
Поворот отвала в горизонтальной плоскости в см/с	3,0÷10,0	3÷6
Наклон колес в град/с	3,0÷5,0	1,5÷3,5
Подъем кирковщика в см/с	8,0÷13	6,0÷15
Боковой вынос ножа в см/с	1,8÷4,5	1,0÷3,5
Выдвижение отвала в см/с	-	6,0÷10

В современных автогрейдерах механизм подъема отвала выполняется в следующих вариантах: с передачей движения вертикальным тягам через кривошип, через зубчатую рейку и через шток гидравлического цилиндра.

В задачу расчета механизма подъема автогрейдера входят:

- определение подъемного усилия S_n , по которому производится подсчет потребляемой мощности для выполнения операции подъема N_n ;
- кинематический расчет для обеспечения выбранной скорости V_n ;
- расчет деталей механизма подъема на прочность.

Для определения величины подъемного усилия S_n принимается следующее расчетное положение: отвал заглублен одной стороной, производится подъем заглубленного конца отвала; на отвал действует максимальная горизонтальная составляющая реакции грунта P_I (рис. 4). При этом имеются следующие допущения: вертикальная составляющая реакции грунта препятствует подъему отвала, вес отвала с ножом, вес поворотного круга и всей тяговой рамы сосредоточены в центре тяжести системы, нагрузка воспринимается одним механизмом подъема.

Величина силы S_n без учета инерционных сил определяется

$$S_n = \frac{G_p \cdot l'_4 + P_2 l'_2 - P_1 l'_1}{l'_3} \quad (42)$$

Соотношение сил P_1 и P_2 зависит от многих факторов. Для общего случая расчета можно принять $P_2=0,5 \cdot P_1$.

Расчет деталей подъемного механизма на прочность необходимо производить при заглублении ножа в грунт до упора. При этом надлежит выявить такое равновесное положение автогрейдера относительно точек опоры, при котором условная вертикальная реакция на конце ножа в точке D будет иметь максимальное значение (рис. 5).

Из рассмотрения условий равновесия автогрейдера в плане могут быть два случая действия реакции грунта на нож:

1. При первом случае сила, действующая на нож

$$P_2 = G \frac{l_5}{(l_2 + l_5 - l_1)} \quad (43)$$

2. Во втором случае

$$P_2 = G \frac{e}{e_1} \quad (44)$$

где e – расстояние центра тяжести от оси опрокидывания;

e_1 – расстояние точки упора ножа от линии BC или $B'C$.

Величина вертикальной реакции в шарнире телескопической тяги может быть с некоторым допущением определена из выражения

$$S_n = \frac{P_2 l_6}{l_1} \quad (45)$$

Здесь плечо l_6 следует взять соответствующим крайнему смещению отвала относительно поворотного круга, а величину P_2 максимальной.

Проверка на прочность подлежит, прежде всего, штоки гидроцилиндров и телескопические тяги. По усилию S_n они проверяются на сжатие с учетом продольного изгиба:

$$\sigma_{cx} = \frac{S_n}{F_{ш} \cdot K} \quad (46)$$

где $F_{ш}$ – площадь сечения штока или тяги;

K – коэффициент уменьшения основного напряжения в зависимости от гибкости стержня.

Проверке на прочность подвергаются также шарниры подвески, кронштейны и другие детали, нагружаемые при действии механизма подъема отвала.

Расчет диаметра гидроцилиндра подъема и опускания отвала.

Гидросистема управления положением рабочего органа автогрейдера имеет исполнительный механизм в виде гидроцилиндров поступательного действия. Выходные параметры этого механизма (усилие на штоке $S_{ш}$ и скорость движения поршня V_n) определяют потребную мощность N насоса с его соответствующими входными параметрами – давлением P и производительностью Q . Таким образом, мощность гидропривода может быть выражена через входные и выходные параметры следующей зависимостью.

$$N_r = C_1 \cdot p \cdot Q = C_2 \cdot S_{ш} \cdot V_n \quad (47)$$

где C_1 и C_2 – переводные коэффициенты размерностей,

а) для выражения N в кВт при Q (л/мин) и

$$p \text{ (кг/см}^2\text{)} \quad C_1 = \frac{1}{612}; \text{ для выражения } N \text{ в л.с. } C_1 = \frac{1}{450};$$

б) для выражения N в кВт при $S_{ш}$ (кг) и V_n (v/c) $C_2 = \frac{1}{360};$

для выражения N в л.с. $C_2 = \frac{1}{270};$

$S_{ш} = \frac{S_n}{2}$ - усилие на штоке при двух гидроцилиндрах подъема отвала.

В предварительном расчете определяются расчетные выходные параметры исполнительного механизма:

Усилие $S_{np} = K_{з.у} \cdot S_{ш};$

Скорость $V_{n.p} = K_{з.с} \cdot V_n;$

Мощность $N_{тр} = C_1 \cdot S_{np} \cdot V_{n.p} = C_1 \cdot K_{з.у} \cdot K_{з.с} \cdot S_{ш} \cdot V_n;$

где $K_{з.с}$ – коэффициент запаса по скорости, принимаемый 1,2÷1,4;

$K_{з.у}$ – коэффициент запаса по усилию, рекомендуется 1,15÷1,25.

Далее по заданному номинальному давлению P_n в системе определяется примерная полезная площадь цилиндра.

$$F_{ц} = \frac{S_{n.p}}{P_n}, \text{ м}^2 \quad (48)$$

которая позволяет выбрать нормализованные значения диаметра $D_{ц}$ цилиндра и d штока, пользуясь известными соотношениями между ними (табл. 7).

Таблица 7

Соотношение некоторых параметров силовых цилиндров

Параметры	Усилие на штоке, т				
	До 1	1,2÷3,0	3,0÷6,0	6,0÷10,0	10
Давление в гидроцилиндре, МПа	До 5	6÷7	8-10	12-15	16-20
Диаметр штока, α	(0,2÷0,3) $D_{ц}$	(0,3÷0,4) $D_{ц}$	0,5 $D_{ц}$	(0,6÷0,7) $D_{ц}$	0,7 $D_{ц}$

Можно определить диаметр гидроцилиндров подъема и опускания отвала также из выражения

$$S_{ш} = p \frac{\pi D_{ц}^2}{4} \quad (49)$$

где P – принятое по табл. 5 давление в гидросистеме;

$D_{ц}$ – диаметр цилиндра,

Отсюда

$$D_u = \sqrt{\frac{4 \cdot S_u}{p \cdot \pi}} \quad (50)$$

где S_u – усилие на штоке цилиндра, принимаемое из условия вывешивания передней оси автогрейдера усилиями гидроцилиндров

$$S_u = \frac{S_n \cdot K_{з.у}}{2}$$

Механизма поворота отвала в современных автогрейдерах выполняется либо с гидравлическим, либо с механическим приводом на поворотную шестерню, находящуюся в зацеплении с зубчатым венцом поворотного круга и предназначен для изменения угла захвата ножа. Расчет поворотного механизма включает:

а) определение момента сопротивления повороту M_c , по которому затем подсчитывается мощность, необходимая для привода механизма поворота;

б) определение усилий в деталях механизма поворота для расчета их на прочность.

При определении M_c в качестве расчетного берется положение, при котором автогрейдер стоит на максимальном поперечном уклоне и с отвалом, максимально смещенным относительно центра поворотного круга (рис. 6). Поворот отвала для изменения угла захвата осуществляется только при выглубленном из грунта ноже

$$M_c = M_\tau + M_G + M_u \quad (51)$$

где M_c – полный момент сопротивления повороту отвала в период пуска;

M_τ, M_G, M_u – моменты сопротивления повороту от сил трения в опорах; от составляющей силы тяжести вращающихся частей и от сил инерции.

Величины этих моментов подсчитываются по выражениям

$$M_\tau = F \cdot \eta_o$$

$$M_G = G_n \cdot R_o \sin \beta$$

$$M_u = J \frac{\omega}{t}$$

где $F = G_n \mu_3$ – сила трения;

G_n – суммарная сила тяжести поворачивающихся частей;

μ_3 – коэффициент трения стали о сталь, равный 0,15;

η_o – радиус приложения силы трения, кг;

R_o – радиус расположения центра тяжести частей, вращающихся вокруг оси поворотного круга 0;

β – угол поперечного наклона автогрейдера;

J – момент инерции вращающихся частей;

ω – окружная скорость поворота, принимаемая 0,4÷0,6 (1/с);

t – время разгона, равное примерно 0,5 с.

Величина крутящего момента двигателя, необходимая для преодоления сопротивлений при работе механизма поворота отвала, составляет

$$M_{нов} = \frac{M_c}{i_n \eta_n} \quad (52)$$

где i_n и η_n – передаточное число и к.п.д. передач от двигателя до оси поворотного круга.

С учетом потери мощности на обкатывание поворотной шестерни по зубчатому венцу поворотного круга

$$N_{нов} = \frac{K_3^1 M_{нов} \cdot n_{дв}}{9550}, \text{ кВт} \quad (53)$$

где K_3^1 – коэффициент запаса, принимаемый равным 1,25;

$n_{дв}$ – число оборотов коленчатого вала двигателя.

Расчет деталей механизма поворота отвала на прочность производится для расчетного положения, при котором отвал максимально вынесен в сторону и установлен перпендикулярно продольной оси автогрейдера, а к его концу приложена максимально возможная реакция грунта P_x .

Усилия в деталях механизма поворота отвала определяются величиной расчетного момента M_p , создаваемого этой реакцией с учетом коэффициента динамичности K_d :

$$M_p = K_d \cdot P_x \cdot l_n \quad (54)$$

где l_n – плечо приложения реакции P_x относительно оси вращения поворотного круга;

K_d – коэффициент динамичности, равный 1,1÷1,3.

Механизм наклона колес в современных конструкциях автогрейдеров позволяет осуществлять наклон по отношению к вертикальной оси до 30° . На автогрейдерах со всеми ведущими осями механизма наклона колес не устанавливается. Конструктивно механизмы наклона передних колес выполняются либо с гидравлической, либо с зубчатой передачей. В том и другом случае максимальное усилие в механизме наклона будет возникать возведение колес из наклонного в вертикальное положение.

С методикой определения приложенных сил к штоку гидроцилиндра или к зубчатому сегменту при зубчатой передаче, определению мощностей и прочностного расчета штока на сжатие с учетом продольного изгиба и определения диаметра гидроцилиндра можно ознакомиться по литературе.

Механизм рулевого управления. В автогрейдере предназначен для осуществления поворота его управляемых колес. В современных конструкциях автогрейдеров используются механическое рулевое управление с гидравлическим или пневматическим усилителем. Усилие, прилагаемое грейдеристом к рулевому штурвалу, передается на управляемые колеса с помощью карданной передачи, винтового или червячного рулевого механизма, усилителя и системы рулевых тяг.

Максимальное усилие, прикладываемое грейдеристом к рулевому штурвалу, равно

$$P_{ш \max} = \frac{M_{c1}}{R_{ш} \cdot i_p \cdot \eta_p}, \text{ кгс} \quad (55)$$

где M_{cl} – суммарный момент сопротивления повороту колес;

R_u – радиус рулевого штурвала, равный 200÷275 мм;

i_p – общее передаточное число рулевого управления;

η_p – к.п.д. рулевого механизма.

Усилие $P_{u \max}$, вычисленное по формуле, не должно превышать 40 кгс, в противном случае обязательно применение усилителя рулевого управления. В современных конструкциях обычно используют гидравлические усилители рулевого управления, причем их цилиндр и распределитель чаще всего выполняются в блоке с исполнительным рулевым механизмом.

Усилие P_y , которое должен развивать гидроусилитель, определяется по формуле

$$P_y = (P_{u \max} - P) \frac{i_p \cdot \eta_p}{i_y \eta_y}, \text{ кгс} \quad (56)$$

где P – действенное усилие, прикладываемое грейдеристом к штурвальному колесу, выбираемое в пределах 15-20 кгс;

i_y и η_y – передаточное отношение и к.п.д. от исполнительного рулевого механизма до управляемого колеса.

По найденному усилию P_y и с учетом давления жидкости в гидросистеме P назначается площадь поршня гидроусилителя F :

$$F = \frac{P_y}{P}$$

а также производится расчеты деталей гидроусилителя на прочность.

7. Общий расчет автогрейдера на прочность

Все элементы конструкции автогрейдера можно подразделить на следующие группы:

1) Узлы и детали трансмиссии, передающие крутящий момент от двигателя к ведущим колесам (коробка передач, карданные валы, раздаточные редукторы и т.п.).

2) Узлы и детали металлоконструкций автогрейдера и рабочих органов (основная и тяговая рама, мосты, отвал и т.п.).

3) Узлы и детали привода рабочих органов (гидравлические цилиндры, редукторы, штанги и т.п.).

расчет элементов первой и третьей группы производится по методам, принятым в настоящее время для деталей машин общего назначения. Ниже приведена методика расчета основной и тяговой рамы автогрейдера, так как расчет их имеет некоторые особенности. При этом рассматриваются два расчетных положения:

1) Когда автогрейдер работает в обычных условиях эксплуатации и на его узлы действуют нормальные внешние нагрузки, которые могут быть как постоянными, так и знакопеременными.

2) Когда автогрейдер встречает мгновенное препятствие и оказывается нагруженным так называемыми случайными нагрузками.

7.1. Расчет основной рамы автогрейдера

Первое расчетное положение. Наиболее неблагоприятные условия возникают в конце зарезания, когда отвал режет грунт одним концом, опущенным настолько, что передний мост вывешен и упирается в край кювета, задние колеса буксуют на месте, работа производится на поперечном уклоне с углом $\beta = 12 \div 16^\circ$. В этих условиях основная рама нагружена следующими нормальными нагрузками (рис. 7). В центре тяжести автогрейдера сосредоточивается сила веса G . Координаты H_1 и l_5 центра тяжести современных автогрейдеров приблизительно определяется из соотношений

$$H_1 = (\eta_c + 0,5), \text{ м}$$

где η_c – статический радиус колес.

$$l_5 = (0,25 \div 0,3)L_o$$

где L_o – колесная база.

В центре тяжести автогрейдера сосредоточивается равнодействующая P_j инерционных сил, которые возникают при торможении машины. Аналитическое определение этих сил затруднительно, поэтому для расчета рекомендуется формула, полученная ВНИИ Стройдормашем экспериментальным путем.

$$P_j = (\kappa_d - 1)\varphi_{\max} \cdot G_2 \quad (57)$$

где κ_d – коэффициент динамичности, принимаемый для первого расчетного положения $1,15 \div 1,2$;

G_2 – сила тяжести автогрейдера, приходящаяся на его задний мост.

В точке 0, который обозначен конец режущей кромки ножа отвала, сосредоточиваются усилия P_x , P_y и P_z , возникающие в результате сопротивления грунта резанию.

В точках 0_1 и 0_2 соответствующих проекциям середин балансиров на опорную поверхность, действуют вертикальные реакции z_1 и z_2 , свободные силы тяги x_1 и x_2 и боковые реакции y_1 и y_2 .

Силы тяги правого и левого задних колес могут быть выражены через вертикальные реакции:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= z_1 \cdot \varphi_{\max} \\ x_2 &= z_2 \cdot \varphi_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

Боковые реакции определяются

$$y_1 = y_2 \approx \frac{G_2 \cdot \sin \beta}{2} \quad (59)$$

В точке 0_3 , в которой передний мост касается кювета, возникает боковая реакция U_3 . Неизвестными силами и реакциями являются R_x , R_y , z , z_1 , z_2 и U_3 , которые можно определить, составляя следующие уравнения равновесия:

$$\Sigma X = 0 \quad X_1 + X_2 + P_j - R_x = 0$$

$$\Sigma Y = 0 \quad Y_1 + Y_2 - G \sin \beta + Y_3 - R_y = 0$$

$$\Sigma Z = 0 \quad Z_1 + Z_2 - G \cos \beta + R_z = 0$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad G \cos \beta \frac{B_o}{2} - Z_2 B_o - G \sin \beta \cdot H_1 = 0$$

$$\Sigma M_y = 0 \quad P_z \cdot l_8 - G \cos \beta \cdot l_5 - P_j \cdot H_1 = 0$$

$$\Sigma M_z = 0 \quad (Y_1 + Y_2)l_8 + X_2 B_o + P_j \frac{B_o}{2} + G \sin \beta (l_8 - l_5) - Y_3 (L_o - l_8) = 0$$

Используя значения X_1 и X_2 (формулы 58) и решая эту систему уравнений, получаем

$$\left. \begin{aligned} R_z &= \frac{G}{l_8} [l_5 \cos \beta + (K_\phi - 1) \varphi_{\max} \cdot H_1]; \\ Z_1 &= G \cos \beta - Z_2 - R_z; \\ Z_2 &= \left[\frac{1}{2} \cos \beta - \sin \beta \frac{H_1}{B_o} \right] G; \\ X_1 &= Z_1 \varphi_{\max}, \quad X_2 = Z_2 \varphi_{\max}; \\ Y_1 = Y_2 &= \frac{1}{2} G_2 \cdot \sin \beta; \\ Y_2 &= \frac{2Y_1 l_8 + X_2 B_o + P_j \frac{B_o}{2} + G \sin \beta (l_8 - l_5)}{L_o - l_8}; \\ R_y &= Y_1 + Y_2 + Y_3 - G \cdot \sin \beta; \\ R_x &= X_1 + X_2 + P_j. \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

Усилие в переднем шаровом шарнире (точка 0 на рис. 8)

$$Z_4 = \frac{R_x \cdot c - R_z \cdot m}{n}; \quad Y_4 = \frac{\frac{1}{2} R_x \cdot e_2 + R_y \cdot m}{n}; \quad X_4 = R_x. \quad (61)$$

Определив все силовые факторы основной рамы, необходимо подсчитать возникающие в ней напряжения. Основные рамы отечественных автогрейдеров изготавливаются сварными из швеллеров и листовой стали или из трубы, т.е. сечение рамы бывает либо коробчатым, либо круглым. Зная геометрические размеры сечения рамы и его форму, по формулам сопротивления материалов необходимо подсчитать возникающие в нем максимальные напряжения

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_{\text{сум}}^2 + 4\tau} \quad (62)$$

где $\sigma_{\text{сум}}$ – суммарное напряжение от изгиба и растяжения (сжатия);
 τ – напряжение от кручения.

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{M_u^e}{W_y} + \frac{M_u^r}{W_z} + \frac{P}{F}; \quad \tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (63)$$

где M_u^e и M_u^r – суммарные изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

P – растягивающее (сжимающее) усилие;

$M_{кр}$ – суммарный крутящий момент, действующий на расчетное сечение;

W_y, W_z, W_p и F – соответственно моменты сопротивления сечения изгибу и кручению и площадь этого сечения.

Возникающие в опасном сечении I-I основной рамы напряжения от воздействия на него силовых факторов, действующих слева и справа от сечения, подсчитывают отдельно и принимают в расчет наибольшие.

Полученные в процессе расчета рабочие напряжения сравнивают с допускаемыми $[\sigma]$, причем во всех случаях должно быть

$$\sigma_p \leq [\sigma]$$

значение допускаемого напряжения вычисляются в соответствии с пределом текучести материала данного элемента

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]} \quad (64)$$

где σ_T – напряжение, соответствующее пределу текучести материала, можно принять из (8, стр. 34).

$[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности можно принять из $[n] = 1,3 \div 1,7$.

Второе расчетное положение. Этот случай соответствует действию нагрузок возникающих при встрече автогрейдера с труднопреодолимыми препятствиями. На величину нагрузок основное влияние оказывают массы машины и препятствия, и скорость в момент столкновения.

Причем, что жесткость и масса препятствия во много раз больше жесткости и массы автогрейдера. Тогда величина нагрузки на основную раму автогрейдера зависит только от его жесткости, массы и скорости столкновения. Для определения динамических нагрузок представим автогрейдер в виде жесткой рамы с массой, расположенной в центре тяжести (рис. 9).

Податливость металлоконструкции сосредоточим в точке 0 (место контакта отвала с препятствием) в виде пружины с жесткостью C_1 , соответствующей жесткости металлоконструкции автогрейдера.

Шины заменим пружинами с жесткостью C_2 расположенными на осях. Суммарная жесткость

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1,5 \cdot H_1^2}{L_0^2} \cdot \frac{1}{C_2}} \quad (65)$$

Жесткости C_I металлоконструкции в направлении оси x показаны на графике (рис. 10). Динамические жесткости некоторых моделей шин $C_{ш}$ приведены в табл. 8. Суммарная жесткость передних колес $C_2=2 \cdot C_{ш}$. Суммарная жесткость задних колес $4C_2=4 \cdot C_{ш}$. Дополнительная динамическая нагрузка

$$P_j = v \sqrt{cm}$$

где m – масса автогрейдер;

v – скорость автогрейдера в момент встречи ножа с препятствием;

c – суммарная жесткость.

Таблица 8.

Обозначение шин	Нагрузка в кгс	Жесткость при давлении воздуха в шинах в кгс/см ²			
		2,5	1,9	1,3	0,7
16.00-24	2500-3500	450	375	300	250
12.00-20	1500	550	-	-	-
1140x700 (арочная)	2500-3500	-	575	425	425

Наибольших значений динамические нагрузки достигают при планировочных работах, так как в этом случае автогрейдер работает на повышенных скоростях при малом буксовании ведущих колес. На рис. 11 показаны положения автогрейдера при наезде выступающим краем отвала на препятствие и действующие силы.

В точке 0 (точка контакта с препятствием) действуют силы R_x и R_y . В центре тяжести машины действуют вес и дополнительное динамическое усилие P_j .

При внезапной встрече с жестким препятствием ведущие колеса за счет инерции вращающихся частей пробуксовывают. Силы и реакции (см. рис. 11) находят из следующих соотношений:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= G_1 + P_o \frac{H_1}{L_o}; \quad z_2 = G_2 + P_o \frac{H_1}{L_o}; \quad Y_1 = z_1 \cdot \varphi_{\max}; \\ Y_2 &= \frac{X_1(B_o + 2\alpha) + P_j \left(a_o + \frac{B_o}{2} \right) - Y_1 \cdot l_9}{l_{10}}; \quad R_z = 0 \\ X_1 = X_2 &= \frac{X}{2} = \frac{z_2 \cdot \varphi_{\max}}{2}; \quad R_y = Y_1 - Y_2; \quad R_x = x + P_j \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

Для второго расчетного положения напряжения в сечении I-I определяются силовыми факторами, действующими справа от него, т.е. со стороны переднего моста.

Максимальное напряжение в сечении не должно превышать допускаемое.

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_{\text{сум}}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{[n]}$$

Величина допускаемого напряжения при расчете на случайную нагрузку может быть принята более высокой, чем при расчете на нагрузки нормальные.

7.2. Расчет тяговой рамы автогрейдера

Расчет приведен для автогрейдера с колесной формулой 1х3х3 или 2х2х2. Нож отвала автогрейдера в процессе резания встречает поверхностный слой плотного грунта или под твердым слоем оказывается более рыхлый. Отвал стремится заглубиться, вертикальная составляющая на нож направлена вниз, ведущие колеса находятся на пределе полного буксования.

Положение автогрейдера и тяговой рамы, соответствующее этому случаю, показано на рис. 12. Усилия приложены в следующих точках: точка 0 – конец режущей кромки ножа отвала. Действуют усилия: горизонтальное R_x , боковое R_y , вертикальное R_z ; точки 0₁, 0₂ – проекции середины балансира на опорную поверхность. Действуют вертикальные реакции z_1, z_2 и силы тяги X_1, X_2 .

Точки 0₃ и 0₄ – контакта передних колес с грунтом. Действуют вертикальные реакции z_3, z_4 и силы тяги X_3, X_4 .

По осям 0₁-0₂ и 0₃-0₄ действуют боковые усилия Y_I и Y_{II} . Вес автогрейдера сосредоточен в его центре тяжести там же приложена равнодействующая сил инерции.

Из схемы сил на ноже, показанной на рис. 12,б имеем:

$$\left. \begin{aligned} R'_z &= R'_x \operatorname{ctg} \gamma; \quad F = R'_x \frac{\mu}{\cos \gamma}; \quad R_x = R'_x + F \cdot \cos \gamma = R'_x (1 + \mu_2); \\ R &= R'_z - F \cdot \sin \gamma = R'_x (1 - \mu) \cdot \operatorname{tg} \gamma \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

где γ – угол резания;

μ_2 – коэффициент трения грунта о отвал.

Остальные силы в общем случае определить не удастся, поэтому расчет осуществляют для двух предельных состояний.

Первое предельное состояние. Принимаем, что боковая реакция, действующая по оси 0₁-0₂, $Y_n=0$, т.е. все сцепление идет только на создание силы тяги.

Боковая реакция, действующая по оси 0₃-0₄, возникает от эксцентричного приложения сил сопротивления на отвал. Составляя уравнение равновесия, получим:

$$\left. \begin{aligned}
 R_z &= \frac{G \varphi_{\max} + P_j}{\frac{1 + \mu_2}{1 - \mu_2} \operatorname{ctg} \gamma - \varphi_{\max} \frac{L_o - l_8}{L_o}}; \quad R_x = (G + R_z) \varphi_{\max} + P_j \\
 z_1 &= \frac{G_2}{2} - P_j \frac{H_1}{2 L_o} + R_z \frac{L_o - l_8}{L_o}; \\
 z_2 &= \frac{G_2}{2} - P_j \frac{H_1}{2 L_o}; \quad z_3 = \frac{G_1}{2} + P_j \frac{H_1}{2 L_o} + R_z \frac{1}{L_o}; \\
 z_4 &= \frac{G_1}{2} + P_j \frac{H_1}{2 L_o}; \quad P_j = (K_d - 1) \cdot \varphi_{\max} \cdot G_z; \\
 Y_1 &= \frac{G + P_j}{2(L_o - l_8)} B_o; \quad Y_n = 0; \quad R_y = Y_1
 \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

Второе предельное состояние является основным для автогрейдеров с колесными формулами 1х2х3 и 1х1х2. Принимаем, что передний мост является ведомым и воспринимает только боковую реакцию Y_1 по пределу сцепления. Боковая реакция на задних мостах возникает за счет упора боковых поверхностей шины в грунт. В этом случае имеем

$$R_z = \frac{G_2 \varphi_{\max} + P_j}{\frac{1 + \mu_2}{1 - \mu_2} - \frac{L_o - l_8}{L_o} \varphi_{\max}}; \quad R_x = \left(G_2 + R_z \frac{L_o - l_8}{L_o} \right) \varphi_{\max} + P_j \quad (69)$$

Величины вертикальных реакций z_1, z_2, z_3 и z_4 подсчитывают по формулам первого предельного состояния. Боковая реакция на переднем мосту

$$Y_1 = \left(G + \frac{l_8}{L_o} R_z + P_j \frac{H_1}{L_o} \right) \varphi_{\sigma \max} \quad (70)$$

где $\varphi_{\sigma \max} = \varphi_{\max} + f$ - максимальный коэффициент бокового сдвига;

f - коэффициент сопротивления перекачиванию.

Боковая составляющая в точке 0

$$R_y = Y_1 + Y_n \quad (71)$$

Для выполнения расчета на прочность для обоих расчетных случаев надо найти усилия в шаровом шарнире. Эти усилия определяют тем же способом, что и при расчете основной рамы.

8. Расчет экономической эффективности автогрейдера

внедрение новой техники дает экономический эффект в виде снижения себестоимости и трудовых затрат, повышения качества продукции, экономии капитальных вложений, сокращении продолжительности строительства и оздоровление условий труда.

Расчет экономической эффективности машины начинается с выбора базы для сравнения, т.е. эталона. В качестве эталона выбирается наиболее экономичная машина их применяемых до внедрения новой техники. Расчеты

производятся в следующем порядке: выбирается эталон; устанавливается перечень показателей и их величины, соизмеряются показатели эталона и рассматриваемой машины (или мероприятия); устанавливается объем внедрения новой техники и общий размер экономического эффекта; определяется коэффициент эффективности (или срок окупаемости).

Определение сроков окупаемости ($T_{ок}$) или коэффициентов эффективности (E) дополнительных капитальных вложений производится по формуле:

$$T_{ок} = \frac{K_n - K_э}{C_{уд.э} - C_{уд.н}} \quad (72)$$

$$E = \frac{C_{уд.э} - C_{уд.н}}{K_n - K_э} \quad (73)$$

где K_n и $K_э$ – удельные капитальные вложения по сравниваемым машинам (K_n – новой машины, $K_э$ – машины принятой за эталон);

$C_{уд.э}$ и $C_{уд.н}$ – себестоимость единицы продукции ($C_{уд.э}$ – эталон, $C_{уд.н}$ – новой машины).

В дорожном строительстве при оценке эффективности внедрения новой техники принимается нормативный срок окупаемости для новых машин 6 лет, что соответствует значениям коэффициентов эффективности $E_n=0,17$ для новых машин.

Годовой экономический эффект составляет

$$\mathcal{E}_{год} = [(C_{уд.э} - C_{уд.н}) - E_n (K_n - K_э)] \cdot \Pi_{год}, \quad (74)$$

где $\Pi_{год}$ – годовая производительность новой машины.

Для расчета необходимых показателей можно воспользоваться литературой.

Литература

1. Алексеева Т.В. и др. Машины для земляных работ. Часть 1. М., Машиностроение, 1972.
2. Бородачев И.П. и др. Справочник конструктора дорожных машин. М., Машиностроение, 1973.
3. Домбровский Н.Г., Гальперин М.И. Землеройно-транспортные машины. М., Машиностроение, 1965.
4. Севров К.П. и др. Автогрейдеры. М., Машиностроение, 1970.
5. Хархута Н.Я. и др. Дорожные машины. Л., Машиностроение, 1976.
6. Канторер С.Е. Методы обоснования эффективности применения машин в строительстве. М., Стройиздат, 1969.
7. Ритов М.Н. Методика расчета стоимости машино-смен дорожных машин. М., Транспорт, 1971.
8. Иванов М.Н. и др. Курсовое проектирование по деталям машин. М., Из-во Высшая школа, 1975.
9. Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин. М., Машиностроение, 1970.

Дополнительная

1. Бромберг Н.А. и др. Машины для земляных работ (атлас конструкций) 1968.
2. Ножи рабочих органов землеройных машин. ГОСТ 8022-69.
3. Гоберман Л.А. и др. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин. М., Машиностроение, 1979.
4. Ветров Ю.А. Резание грунтов. Из-во «Виш школа», КГУ, 1968.

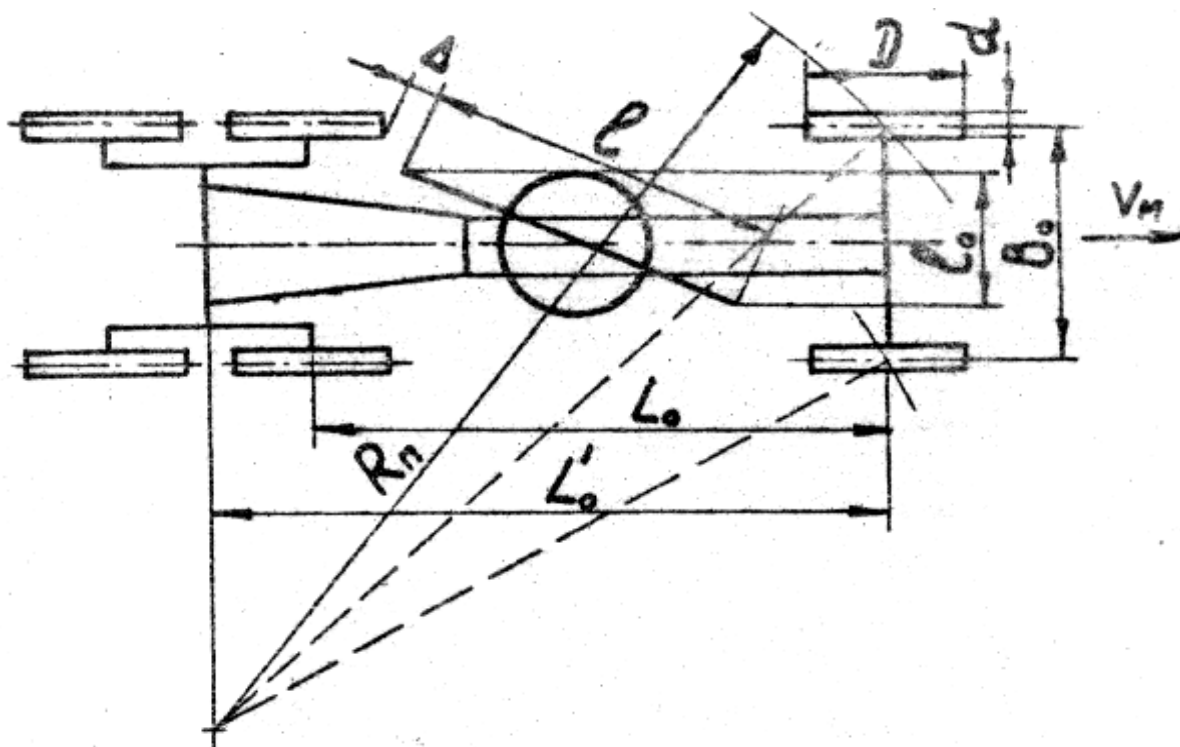


Рис.1. СХЕМА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОГРЕЙДЕРА.

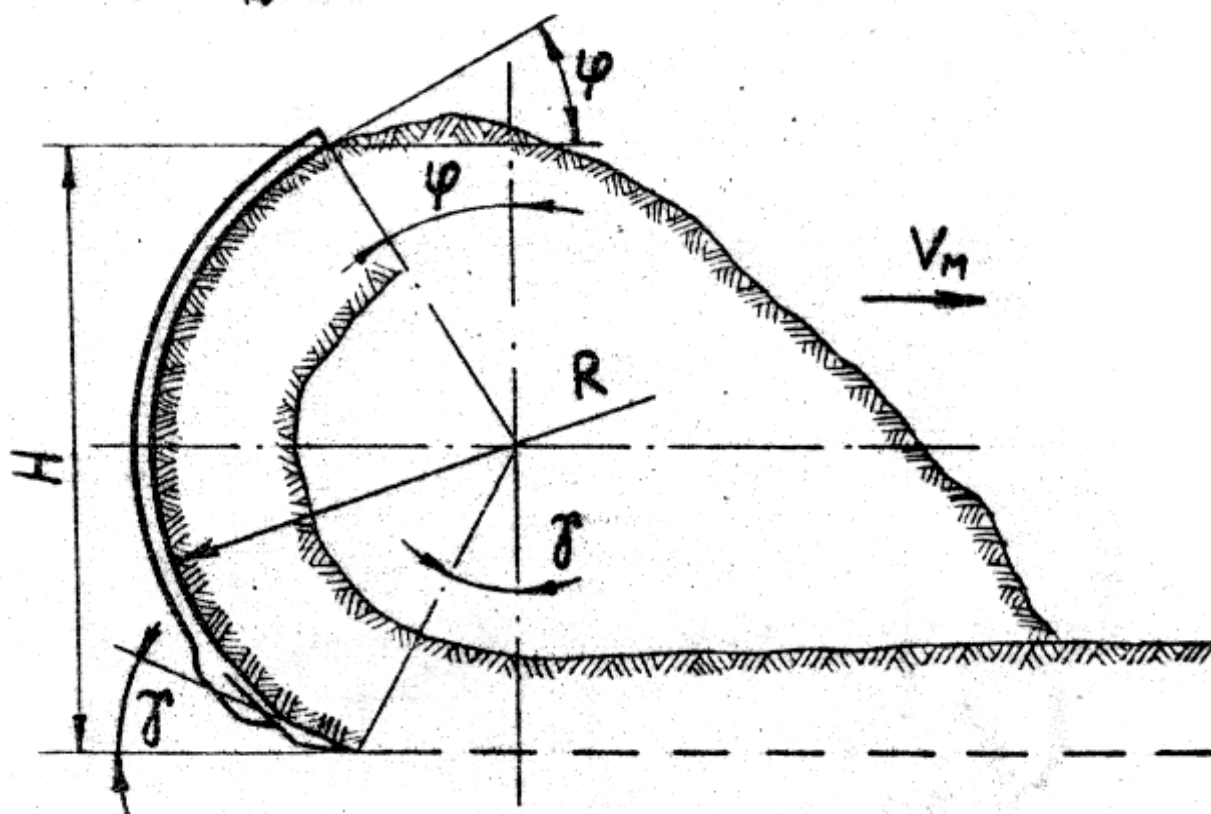


Рис.2. СХЕМА ПОПЕРЕЧНОГО ПРОФИЛЯ ОТВАЛА С ВЫРЕЗАЕМЫМ ГРУНТОМ.

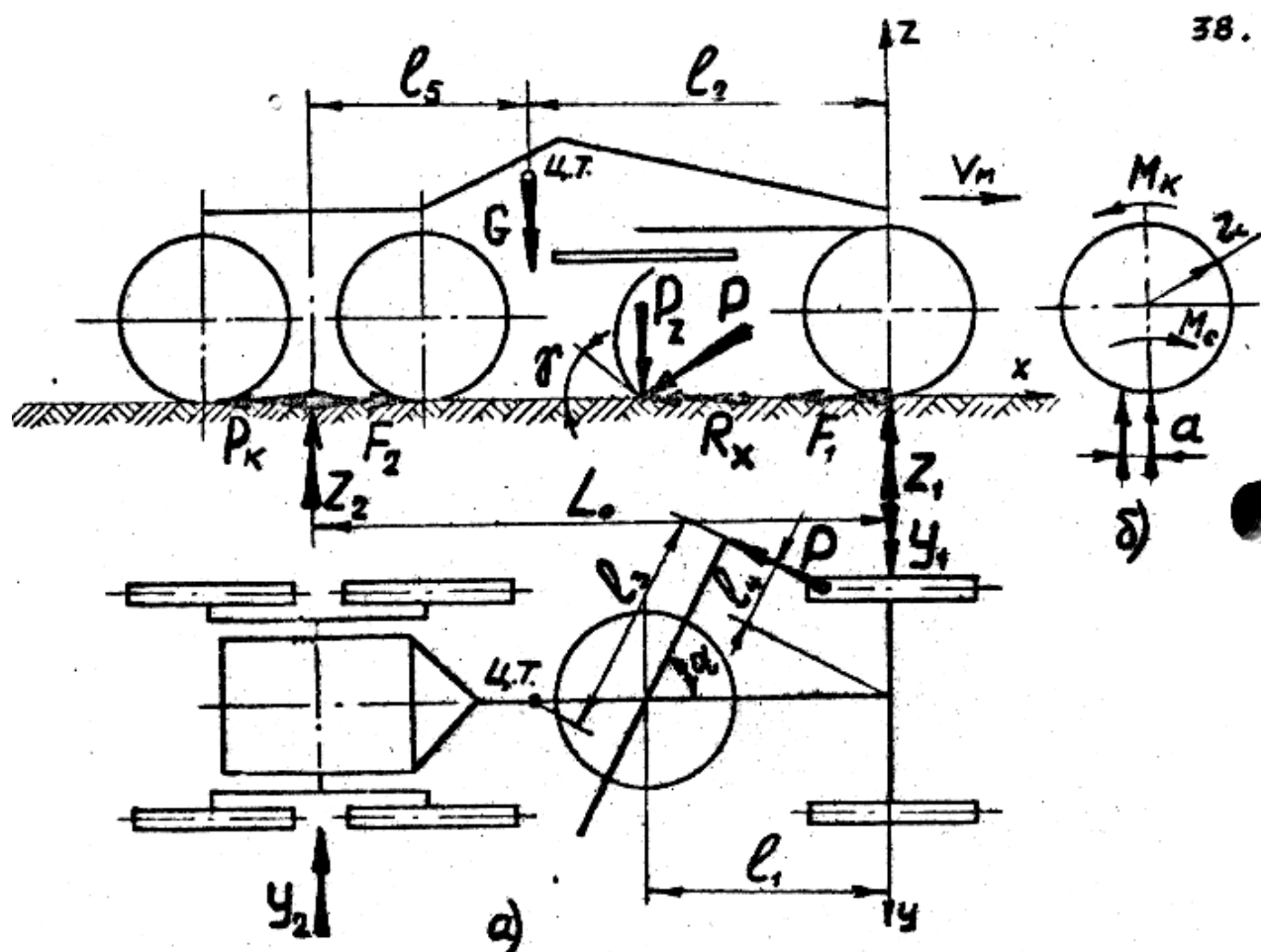


Рис. 3. СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА АВТОГРЕЙДЕР.

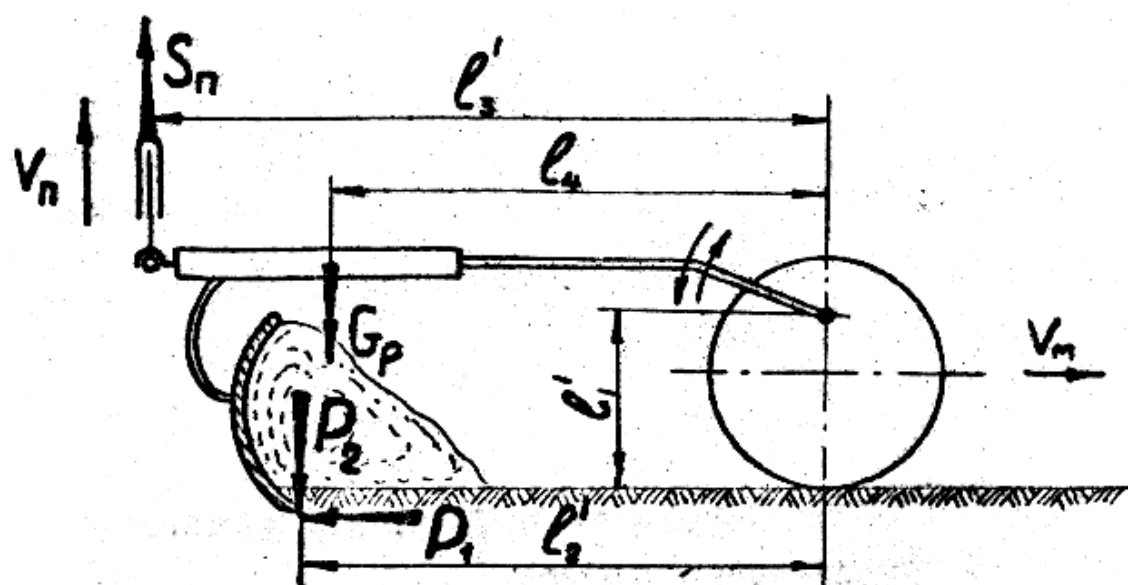


Рис. 4. СХЕМА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ В МЕХАНИЗМЕ ПОДЪЕМА ОТВАЛА АВТОГРЕЙДЕРА.

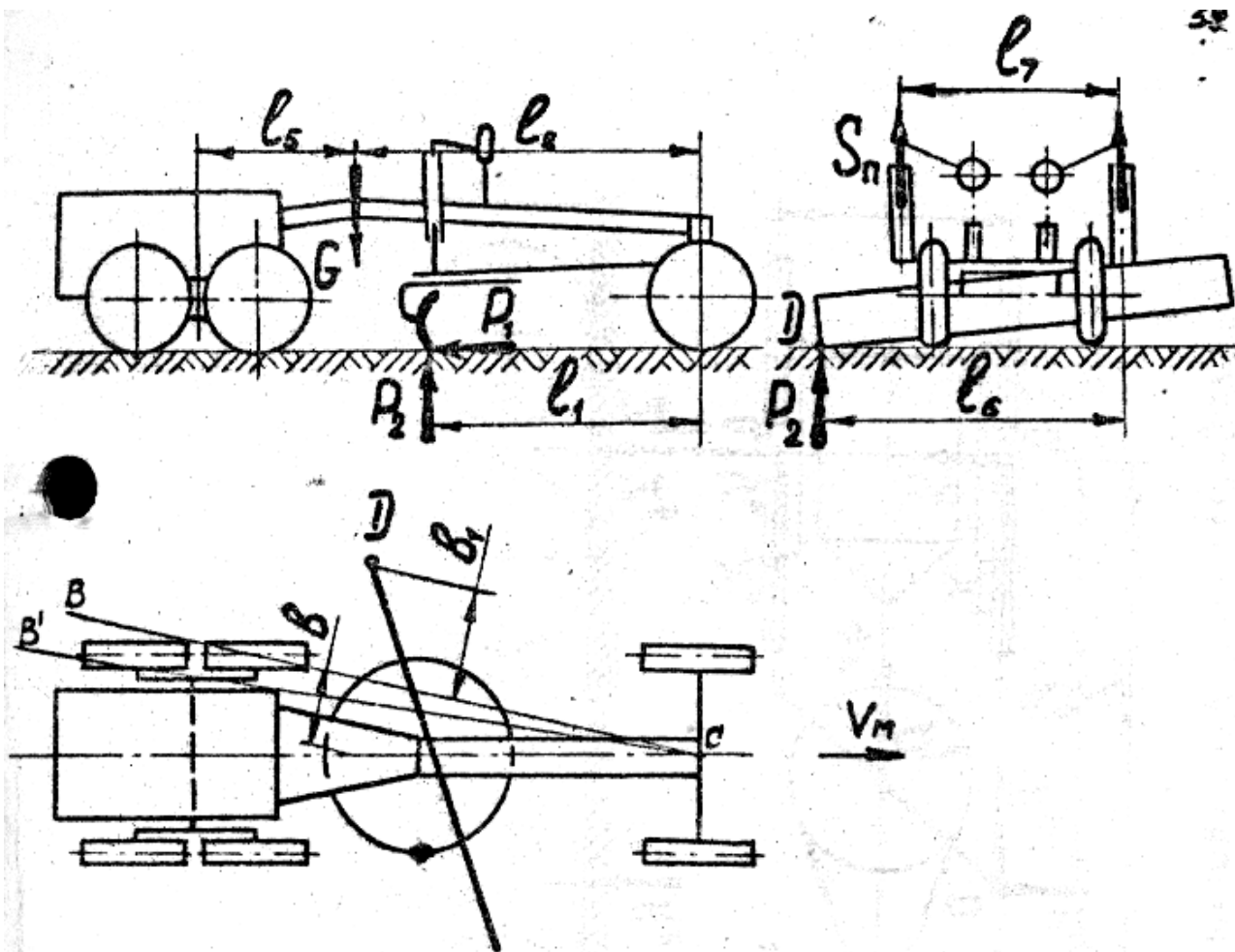


Рис. 5. Схема для определения максимальной нагрузки на механизм подъема отвала.

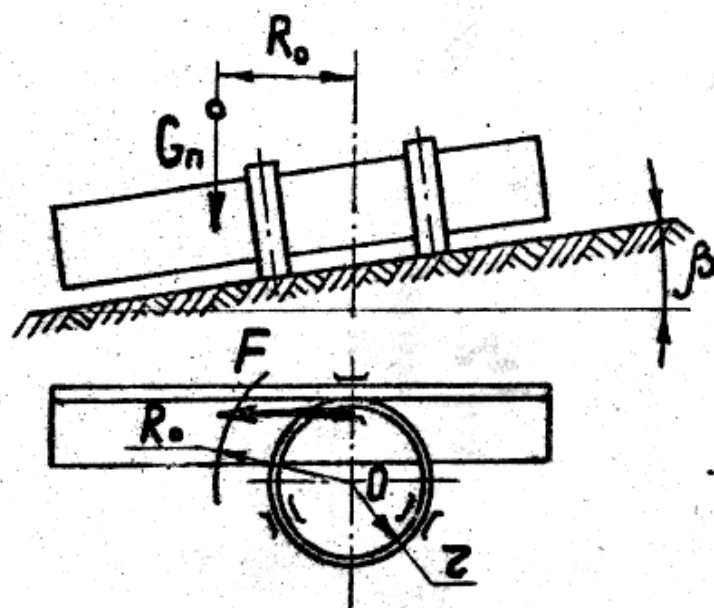


Рис. 6. Схема к расчету механизма поворота отвала автогрейдера.

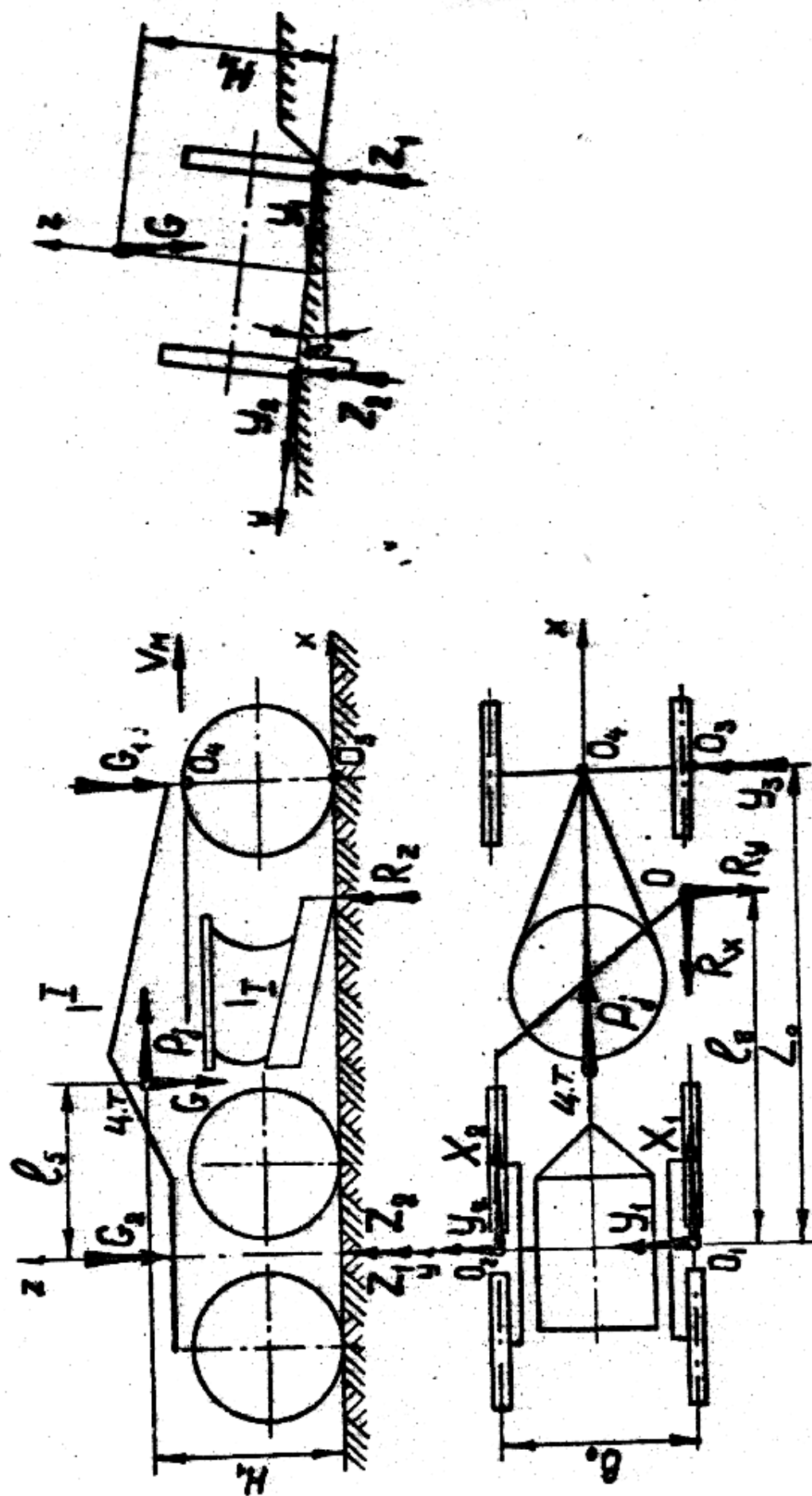


Рис. 7. СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА АВТОГРЕЙДЕР В
I РАСЧЕТНОМ СЛУЧАЕ.

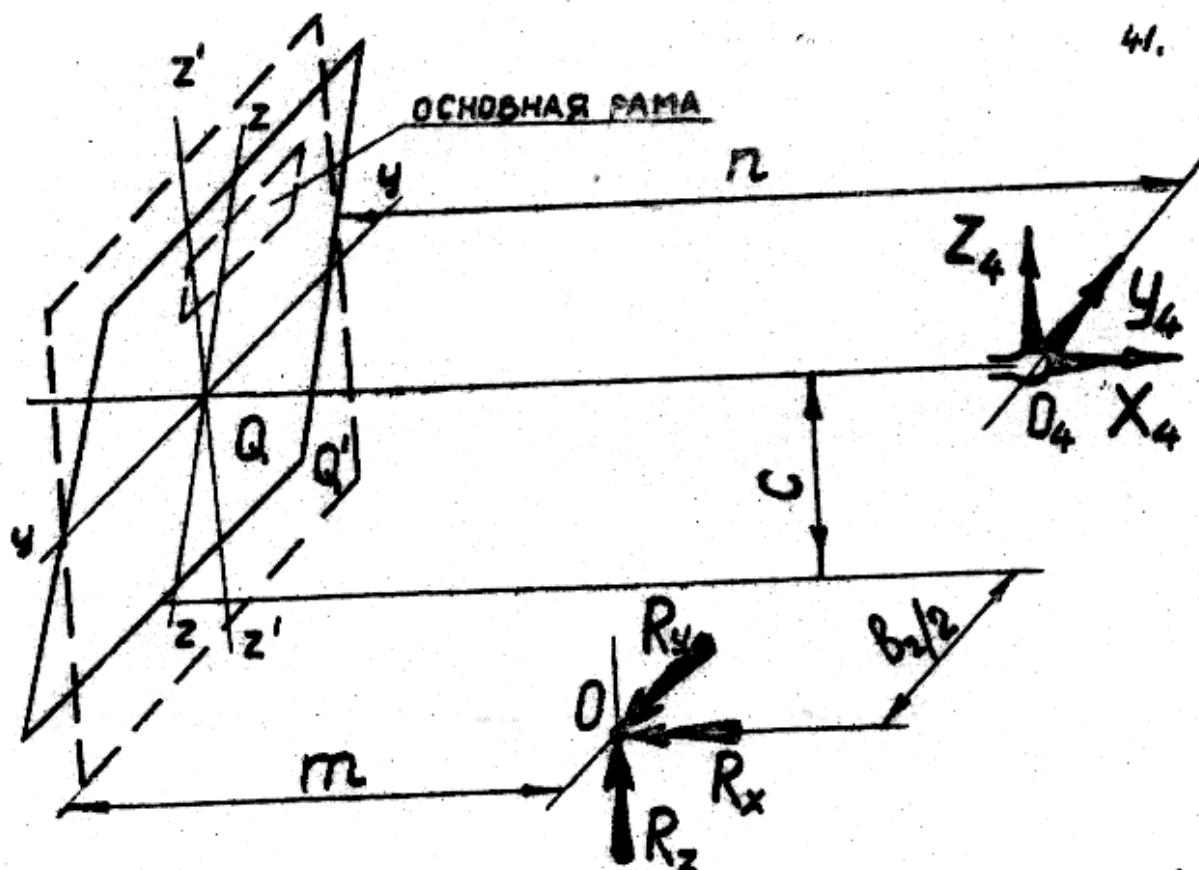


Рис. 8. СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПЕРЕДНИЙ ШАРОВОЙ ШАРНИР.

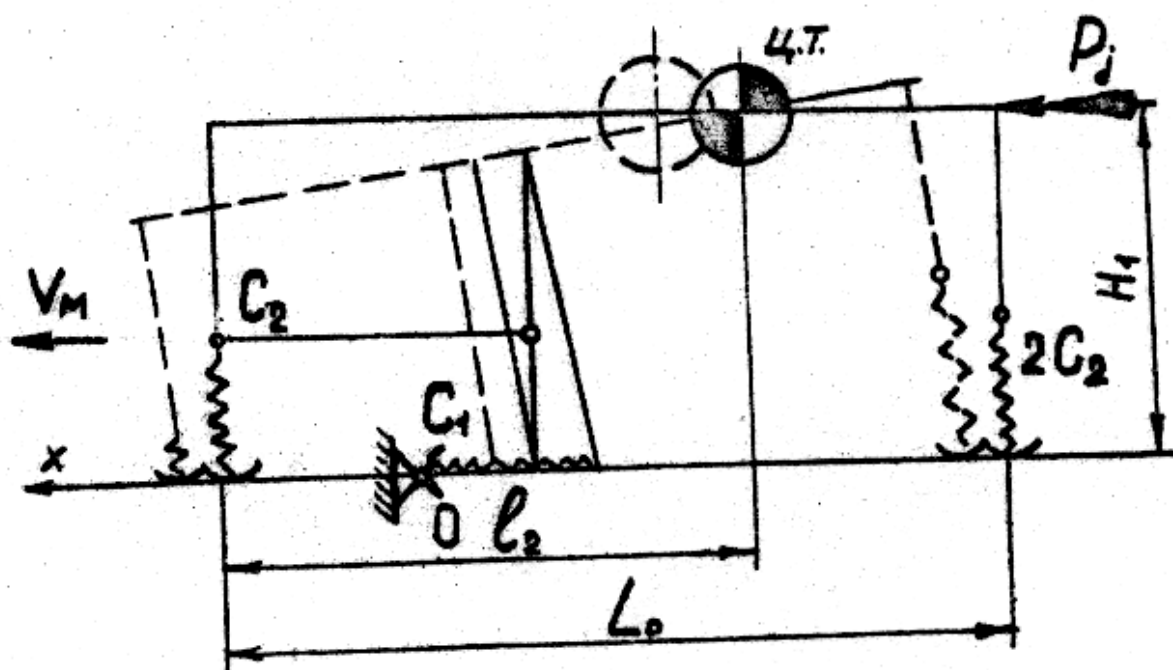


Рис. 9. СХЕМА СИЛ, ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ.

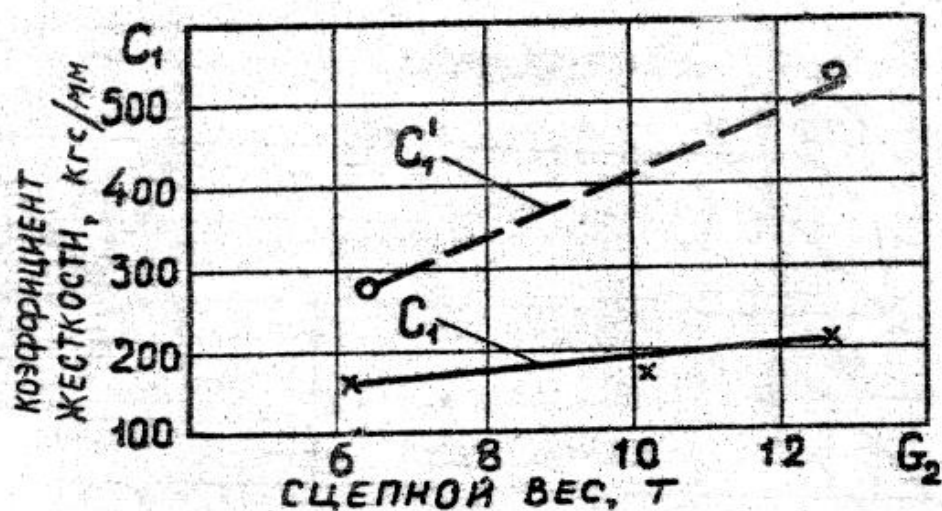


Рис. 10. Зависимость $C_1 = f(G_2)$: C_1 и C_1' соответственно, жесткости всей металлоконструкции и основной рамы.

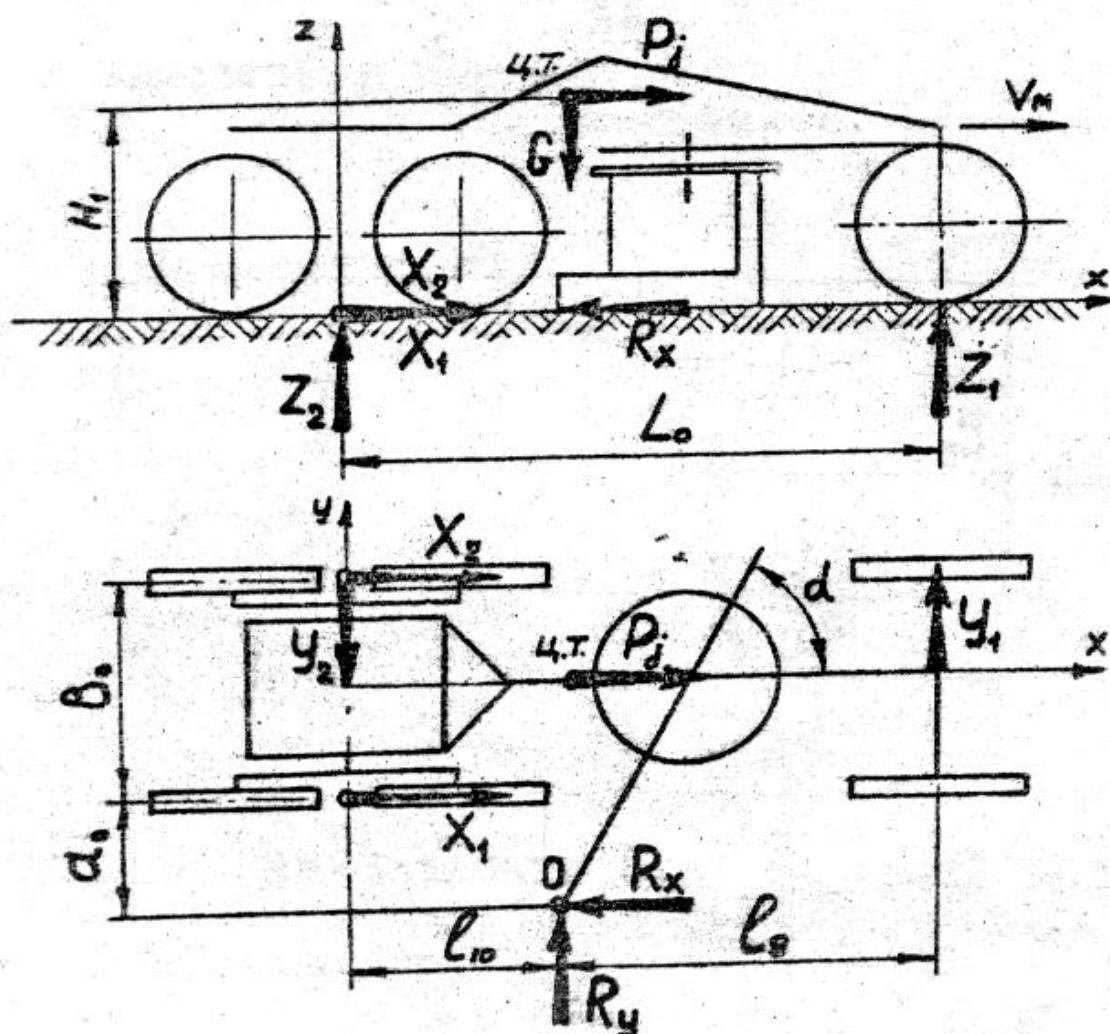


Рис. 11. Схема сил, действующих во II расчетном случае.

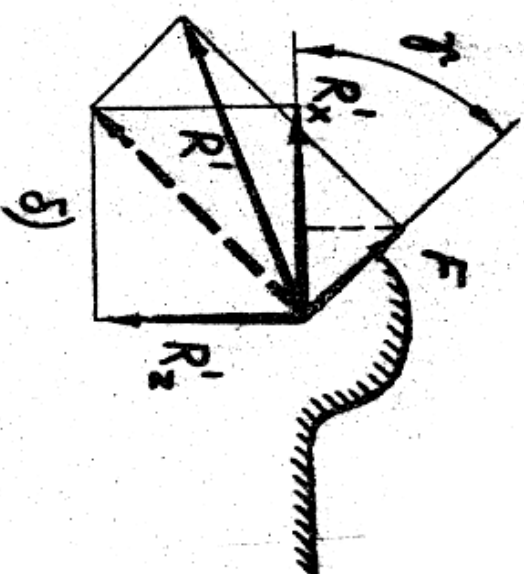
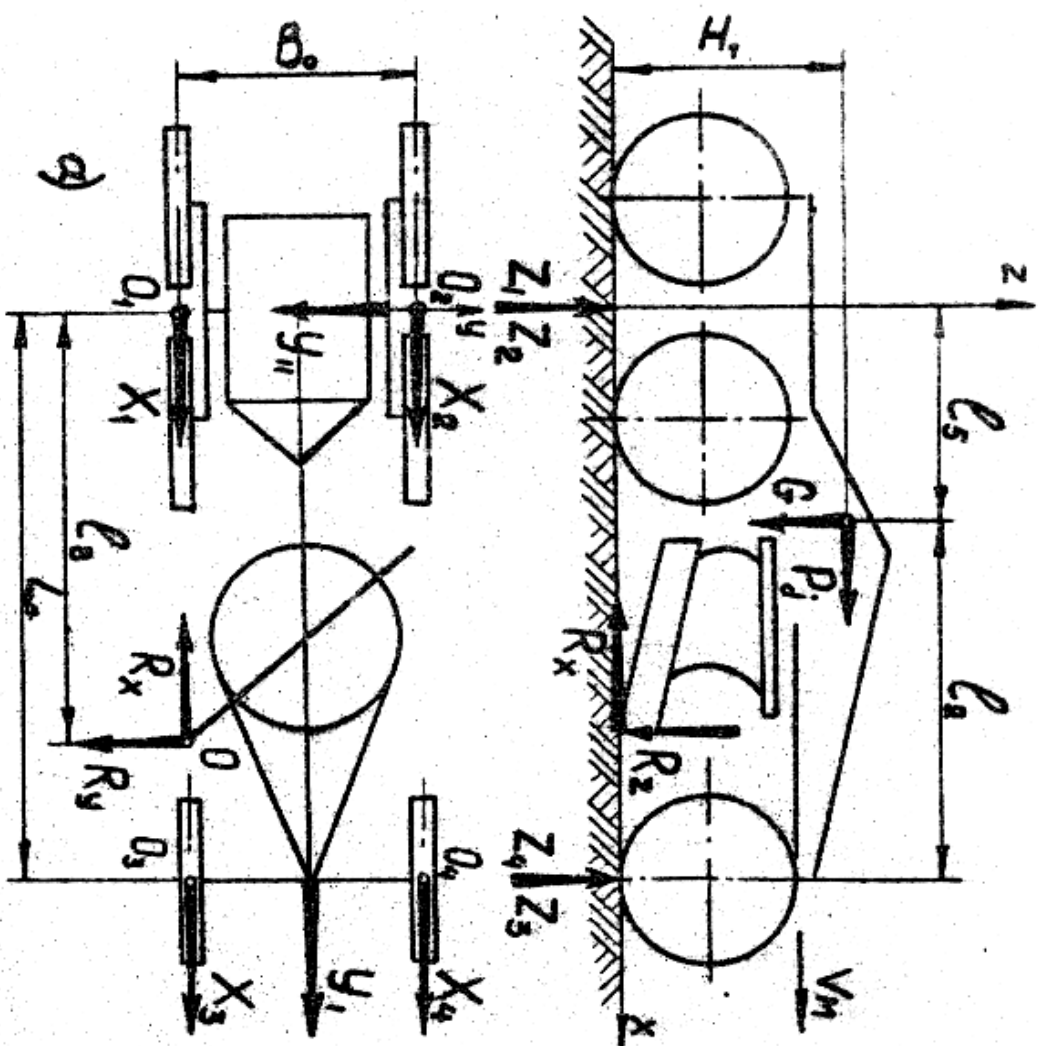


Рис. 12. Схема сил, действующих на автогрейдер при расчете тяговой рамы:
 а) общая схема сил; б) схема сил, действующих на отвал.