

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные
транспортно-технологические комплексы» дневной формы обучения*

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета
<http://e.biblio.bru.by/>



Могилев 2018

УДК 624.132.3
ББК 39.9
М 38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «З» октября 2018 г., протокол № 2

Составитель д-р техн. наук, проф. Е. И. Берестов

Рецензент канд. техн. наук А. Е. Науменко

Методические рекомендации предназначены к практическим занятиям для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» дневной формы обучения.

Учебно-методическое издание

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Технический редактор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Е. С. Лустенкова

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 22000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2018



Содержание

Введение.....	4
1 Общие принципы проведения тягово-мощностных расчетов машин для земляных работ.....	5
1.1 Тяговый расчет машин для земляных работ.....	5
1.2 Расчет мощности двигателя.....	8
1.3 Порядок выполнения работы.....	9
2 Тягово-мощностный расчет скрепера.....	9
2.1 Тяговый расчет скрепера.....	9
2.2 Расчет мощности двигателя скрепера.....	11
2.3 Порядок выполнения работы.....	11
3 Выбор параметров отвала бульдозера.....	12
3.1 Выбор параметров отвала.....	12
3.2 Построение поперечного профиля отвала.....	13
3.3 Порядок выполнения работы.....	14
4 Расчет параметров фронтального погрузчика.....	15
4.1 Выбор и расчет основных параметров.....	15
4.2 Порядок выполнения работы.....	17
5 Расчет усилий, действующих на рабочее оборудование рыхлителя.....	18
5.1 Расчет усилий, действующих на зуб рыхлителя.....	18
5.2 Расчетные положения.....	19
5.3 Рекомендуемые материалы.....	19
5.4 Порядок выполнения работы.....	20
6 Определение производительности скрепера. Оптимизация времени наполнения ковша.....	20
6.1 Расчет технической производительности автоскрепера.....	20
6.2 Оптимизация времени наполнения ковша.....	22
6.3 Порядок выполнения работы.....	23



Введение

Машины для земляных работ предназначены для разработки, перемещения и укладки грунтов, а также их уплотнения.

Целью учебной дисциплины является формирование специалистов, умеющих обоснованно и результативно применять существующие и осваивать новые знания об устройстве машин для земляных работ, функционировании их основных систем, особенностях рабочих процессов и методов их расчета.

Целью рекомендаций для практических занятий является приобретение студентами умений и навыков по расчету и выбору основных параметров машин для земляных работ и их рабочего оборудования.

Все отчёты оформляются в отдельной тетради в строгой последовательности выполнения работ, по согласованию с преподавателем допускается машинописное оформление отчетов. На титульном листе тетради указывается учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия и инициалы студента, год оформления отчета.

Отчет содержит название, цель работы, исходные данные к расчету, ход решения задач с обязательной расшифровкой принятых обозначений, необходимые пояснения к задаче. После проведения расчетов проводится анализ результатов и дается заключение.

До выполнения практической работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя рекомендуемую литературу и материалы лекций.

После завершения практической работы студент индивидуально защищает ее у преподавателя. При защите отчета оцениваются качество и полнота его содержания, знания, умения и навыки студента, приобретенные во время выполнения работы.



1 Общие принципы проведения тягово-мощностных расчетов машин для земляных работ

В рабочем и транспортном режимах на машину действуют силы, как препятствующие, так и способствующие ее движению. Основной задачей тяговых расчетов является определение силы тяги, необходимой для преодоления рабочих и транспортных сопротивлений. Тяговые расчеты являются наиболее важными для землеройно-транспортных машин. Мощностные расчеты обеспечивают выбор двигателя по мощности.

1.1 Тяговый расчет машин для земляных работ

В общем случае в рабочем режиме на машину действуют следующие касательные к направлению движения силы сопротивления:

P_{po} – касательная составляющая, действующая на рабочий орган (рабочее сопротивление);

P_f – сила сопротивления перекачиванию машины;

P_i – сила сопротивления, действующая при преодолении подъемов;

P_j – сила инерции машины;

P_{ω} – сила сопротивления воздуха.

Тогда суммарная сила сопротивления движению машины в рабочем режиме

$$\Sigma P_{раб} = P_{po} + P_f \pm P_i \pm P_j \pm P_{\omega}. \quad (1.1)$$

Поскольку три последние в уравнении (1.1) силы могут действовать в противоположных направлениях, они взяты с разными знаками. Естественно, что при определении максимальной силы сопротивления движению их следует принимать со знаком «плюс».

Рабочее сопротивление зависит от типа рабочего органа и вида выполняемых работ и рассчитывается для каждой машины отдельно.

Величину силы сопротивления перекачиванию и величину силы сопротивления, действующей при преодолении подъемов, можно найти из схемы, приведенной на рисунке 1.1.

$$\begin{aligned} P_f &= fG \cos \alpha; \\ P_i &= G \sin \alpha, \end{aligned} \quad (1.2)$$

где G – вес машины;

f – коэффициент сопротивления перекачиванию;

α – угол наклона поверхности движения.



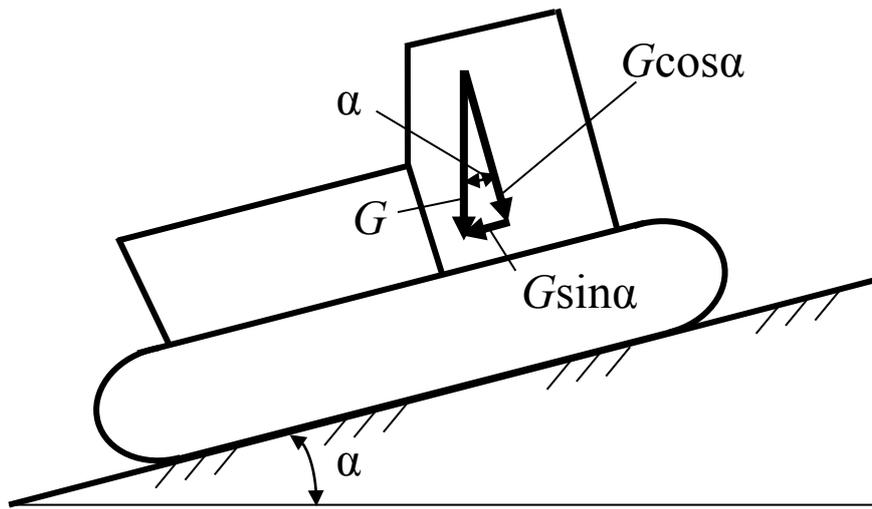


Рисунок 1.1 – Схема для расчета силы сопротивления перекачиванию и силы сопротивления, действующей при преодолении подъемов

Для углов наклона дороги, не превышающих $5...7^\circ$, можно использовать упрощенные формулы:

$$\begin{aligned} P_f &= Gf; \\ P_i &= Gi, \end{aligned} \quad (1.3)$$

где i – уклон дороги.

Это вытекает из того, что для малых углов $\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$, где i – уклон дороги.

Сила инерции определяется по формуле

$$P_j = Ma, \quad (1.4)$$

где M – масса машины;

a – ускорение (замедление) движения машины.

Ускорение находится по следующей формуле:

$$a = \frac{v_{\text{раб}}}{t}, \quad (1.5)$$

где $v_{\text{раб}}$ – рабочая скорость машины;

t – время разгона до рабочей скорости, обычно $t = 2...3$ с.

Сопротивления воздуха

$$P_\omega = kF, \quad (1.6)$$

где F – наветренная площадь машины;

k – удельное сопротивление воздуха, зависящее от относительной скорости воздуха к машине.

Для большинства машин силами инерции и сопротивления воздуха пренебрегают, а силу сопротивления перекачиванию и силу сопротивления, действующую при преодолении подъемов, объединяют, тогда

$$\Sigma P_{раб} = P_{po} + G(f \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (1.7)$$

или

$$\Sigma P_{раб} = P_{po} + G(f + i). \quad (1.8)$$

В транспортном режиме отсутствует рабочее сопротивление, и тогда

$$\Sigma P_{тр} = G(f + i). \quad (1.9)$$

Движение машины возможно лишь в том случае, когда движитель может развить силу, равную суммарной силе сопротивления. Сила, развиваемая гусеничным или колесным движителем машины, зависит от двух факторов – мощности двигателя и условий сцепления движителя с грунтом.

Максимальная окружная сила на колесе или ведущей звездочке гусеницы (сила тяги по двигателю) определяется следующим образом:

$$P_{дв} = \frac{N_{ном} i}{\omega_{ном} r} \eta, \quad (1.10)$$

где $N_{ном}$ – номинальная мощность двигателя;

$\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость двигателя;

i – передаточное отношение трансмиссии на выбранной передаче;

η – КПД трансмиссии на данной передаче;

r – силовой радиус колеса или радиус делительной окружности звездочки.

Однако сила тяги по двигателю не всегда может быть реализована из-за возможного буксования машины. Максимальная сила тяги, которую может реализовать движитель из условий его сцепления с грунтом (сила тяги по сцеплению), рассматривается как

$$P_{сц} = G_{сц} \varphi, \quad (1.11)$$

где $G_{сц}$ – сцепной вес, под которым понимается вес машины, приходящийся на ведущие колеса;

φ – коэффициент сцепления.

Значения коэффициентов f и φ приведены в таблице 1.1.



ления и максимальной скорости движения машины для этого режима работы:

$$N_{mp} = \frac{\Sigma P_{mp} v_{\max}}{\eta}. \quad (1.14)$$

По максимальной величине потребной мощности, рассчитанной по формулам (1.12) и (1.13), осуществляется выбор двигателя.

1.3 Порядок выполнения работы

Студентами изучается методика проведения тяговых и мощностных расчетов, составляются уравнения тягового баланса применительно к заданной преподавателем машине и условиям движения, проводятся вычисления суммарной силы сопротивления движению машины в рабочем режиме по формулам (1.7) и (1.8) в зависимости от угла наклона поверхности движения, оцениваются полученные результаты, проверяется возможность движения машины по уравнениям тягового баланса, рассчитывается требуемая мощность двигателя.

2 Тягово-мощностный расчет скрепера

Скреперы имеют специфические особенности тягово-мощностных расчетов. Эти особенности вытекают из того, что при наборе грунта скрепер работает совместно с толкачом. Обычно в качестве толкача используют бульдозер Б-10М.

2.1 Тяговый расчет скрепера

При выполнении тягового расчета рассматривается заключительная стадия заполнения ковша как наиболее нагруженная. Рабочее сопротивление наиболее просто определяется по формуле, предложенной Е. Р. Петерсом:

$$P_{po} = P_p + P_n + P_{np}, \quad (2.1)$$

где P_p – сопротивление грунта резанию;

P_n – сопротивление наполнению;

P_{np} – сопротивление перемещению призмы волочения.

Сопротивление грунта резанию рассчитывается по формуле

$$P_p = k_p B h, \quad (2.2)$$

где k_p – удельное сопротивление резанию (таблица 2.1);

B – ширина ковша;

h – толщина срезаемой стружки (таблица 2.2).



Таблица 2.1 – Значения удельного сопротивления резанию

Тип грунта	Удельное сопротивление резанию k_p , кПа
Песок	50...70
Супесь и легкий суглинок	80...100
Тяжелый суглинок, глина	100...120

Таблица 2.2 – Рекомендуемые значения толщины срезаемой стружки

Тип грунта	Вместимость ковша q , м ³		
	6	10	15
	Толщина срезаемой стружки h , м		
Суглинок	0,04...0,06	0,08...0,10	0,12...0,14
Супесь	0,06...0,08	0,10...0,12	0,14...0,16

Принимать значения удельного сопротивления резанию свыше 100...120 кПа не рекомендуется, поскольку такие грунты предварительно должны разрыхляться.

Полное сопротивление наполнению включает в себя сопротивление от веса потока грунта, поступающего в ковш, и сопротивление от трения этого потока о грунт, находящийся в ковше, и в полном виде определяется следующим образом:

$$P_n = BhH\rho g + xBH^2\rho g, \quad (2.3)$$

где H – высота грунта в ковше;

ρ – плотность грунта в ковше;

g – гравитационное ускорение;

x – коэффициент давления, зависящий от типа грунта (таблица 2.3).

Сопротивление перемещению призмы волочения

$$P_{np} = yBH^2\mu\rho g, \quad (2.4)$$

где μ – коэффициент внутреннего трения грунта;

y – коэффициент объема призмы волочения. Обычно $y = 0,5...0,7$.

Таблица 2.3 – Значения коэффициента давления

Тип грунта	Коэффициент давления x
Глина	0,24...0,31
Суглинок	0,37...0,44
Песок, супесь	0,46...0,50

Суммарная сила сопротивления движению скрепера в рабочем режиме

$$\Sigma P_{раб} = P_{po} + (G + G_e)(f + i), \quad (2.5)$$



где G_2 – вес грунта в ковше скрепера.

i – уклон поверхности копания в карьере (его можно принять равным нулю, т. к. копание целесообразно вести под уклон).

$$G_2 = q\rho gK_n, \quad (2.6)$$

где q – геометрическая вместимость ковша;

K_n – коэффициент наполнения. При наполнении ковша с шапкой $K_n = 1,2$.

Уравнение тягового баланса применительно к автоскреперу имеет вид:

$$\Sigma P_{раб} \leq T_{тяг} + T_{тол} k_{одн}, \quad (2.7)$$

где $T_{тяг}$ – максимально возможная окружная сила на ведущих колесах тягача;

$T_{тол}$ – номинальное тяговое усилие толкача;

$k_{одн}$ – коэффициент одновременности работы, $k_{одн} = 0,8...0,9$.

Для автоскреперов окружная сила на ведущих колесах ограничивается условиями их сцепления с грунтом, тогда

$$T_{тяг} = G_{сц} \varphi = R_n \varphi, \quad (2.8)$$

где R_n – нормальная реакция на передние ведущие колеса скрепера.

2.2 Расчет мощности двигателя скрепера

Для скреперов, агрегатируемых с колесными тягачами, мощность двигателя подбирается из условия обеспечения максимальной транспортной скорости.

Тогда

$$N_{тр} = \frac{(G + G_2) f v_{\max}}{\eta}, \quad (2.9)$$

где v_{\max} – максимальная транспортная скорость.

2.3 Порядок выполнения работы

Студентами изучается методика проведения тяговых и мощностных расчетов скреперов, составляются уравнения тягового баланса применительно к скреперу МоАЗ-6014, проводятся необходимые вычисления, рассчитывается требуемая мощность двигателя скрепера и требуемое тяговое усилие толкача. Для выполнения расчетов используются данные, приведенные в таблице 2.4.



Таблица 2.4 – Технические данные скрепера МоА3-6014

Показатель	Значение показателя
Мощность двигателя, кВт	165
Вместимость ковша, м ³	8,3/11
Масса скрепера, т	20
Максимальная транспортная скорость, км/ч	44
Рабочая скорость, км/ч	5,5
Нагрузка на переднюю ось, кН	130
Ширина ковша, мм	2820
Высота боковой стенки, мм	1400

3 Выбор параметров отвала бульдозера

Различают бульдозеры с неповоротным и с поворотным отвалом. Конструкция отвала должна обеспечивать минимальное сопротивление при копании грунта, быть прочной и жесткой. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработана методика выбора параметров и построения поперечного профиля отвала промышленных бульдозеров, за исключением бульдозеров специфического назначения, которая обеспечивает высокую работоспособность отвала.

3.1 Выбор параметров отвала

Основными параметрами отвала являются его ширина L и высота H . Ширина отвала L должна быть такой, чтобы при любом рабочем положении отвала она превышала габаритную ширину ходовой части машины не менее чем на 100 мм с каждой ее стороны. Для бульдозеров с поворотным отвалом такое требование должно выполняться и при максимальном угле поворота отвала в плане. Это необходимо для обеспечения работоспособности машины при работе траншейным способом.

Высота отвала является одним из главных факторов, влияющих на сопротивление копанию. Поэтому выбор этого параметра зависит от номинального тягового усилия бульдозера.

Для неповоротного отвала его высоту в миллиметрах определяют по эмпирической формуле

$$H = 500 \sqrt[3]{0,1T_{ном} - AT_{ном}}, \quad (3.1)$$

для поворотного отвала

$$H = 450 \sqrt[3]{0,1T_{ном} - AT_{ном}}, \quad (3.2)$$

где $A = 0,5$ при $T_{ном} < 400$ кН и $A = 1$ при $T_{ном} > 400$ кН.

Отвалы бульдозера оснащаются козырьком, высота которого составляет



$(0,1 \dots 0,25)H$. Козырек устанавливается под углом к горизонту $\beta_k = 90 \dots 100^\circ$.

Параметры профиля отвала задаются (рисунок 3.1) углами резания δ (угол между горизонталью и передней плоскостью ножей), наклона ε (угол между горизонталью и линией, соединяющей верхнюю кромку отвальной поверхности с режущей кромкой среднего ножа отвала) и опрокидывания β (угол между горизонталью и касательной к отвальной поверхности в верхней кромке отвала). Рекомендуемые значения этих углов приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Рекомендуемые значения параметров отвала бульдозера

Наименование параметров	Тип бульдозера	
	с неповоротным отвалом	с поворотным отвалом
Радиус кривизны R	$R \approx H$	$R \approx (0,8 \dots 0,9)H$
Угол резания δ , град	55	50...55
Угол наклона ε , град	75	75
Угол опрокидывания β , град	70...75	60...75
Угол установки козырька β_k , град	90...100	90...100

Поворотные отвалы могут устанавливаться под углом к направлению движения в плане, как правило, находящемся в пределах $\gamma = 65 \dots 90^\circ$, хотя для обеспечения схода грунта с отвала через боковую сторону рекомендуется уменьшать этот угол до $40 \dots 45^\circ$.

Бульдозеры, оснащенные механизмом перекоса отвала, могут поворачивать отвал в ту или иную сторону в вертикальной плоскости на угол до 5° при ручном и до $6 \dots 12^\circ$ при гидравлическом механизме перекоса.

Экспериментально установлена целесообразность изготовления отвалов с постоянным радиусом кривизны, который выбирается по-разному для бульдозеров с поворотным и неповоротным отвалом (см. таблицу 3.1).

Все параметры измеряются в основном положении отвала, при котором машина стоит на горизонтальной поверхности, а отвал касается этой поверхности режущей кромкой ножей.

3.2 Построение поперечного профиля отвала

Построение профиля выполняется в соответствии с рисунком 4.1 следующим образом.

Из точки O (начало координат) проводят горизонтальную прямую и две прямые, наклоненные к горизонтали под углами ε и δ .

Точка A получается в результате пересечения прямой, расположенной под углом ε , с горизонталью, проведенной от точки O на расстоянии, равном высоте отвала H . Из точки A проводится прямая под углом опрокидывания β , являющаяся касательной к профилю отвала в этой точке. На перпендикуляре к этой касательной откладывается отрезок AO_1 и из точки O_1 радиусом R очерчивается криволинейная часть профиля отвала до точки B , в которой криволинейная часть касается прямой, расположенной под углом δ .

После этого по выбранным значениям высоты и угла установки вычерчивается козырек. Ширина козырька у многих бульдозеров выбирается по ширине капота двигателя.

После выбора параметров поперечного профиля отвала осуществляется увеличение его жесткости. Это достигается установкой коробчатых конструкций и ребер жесткости по ширине и высоте отвала. При конструировании отвала задний угол θ принимается равным $30...35^\circ$, не менее.

На прямолинейном участке отвала устанавливаются ножи.

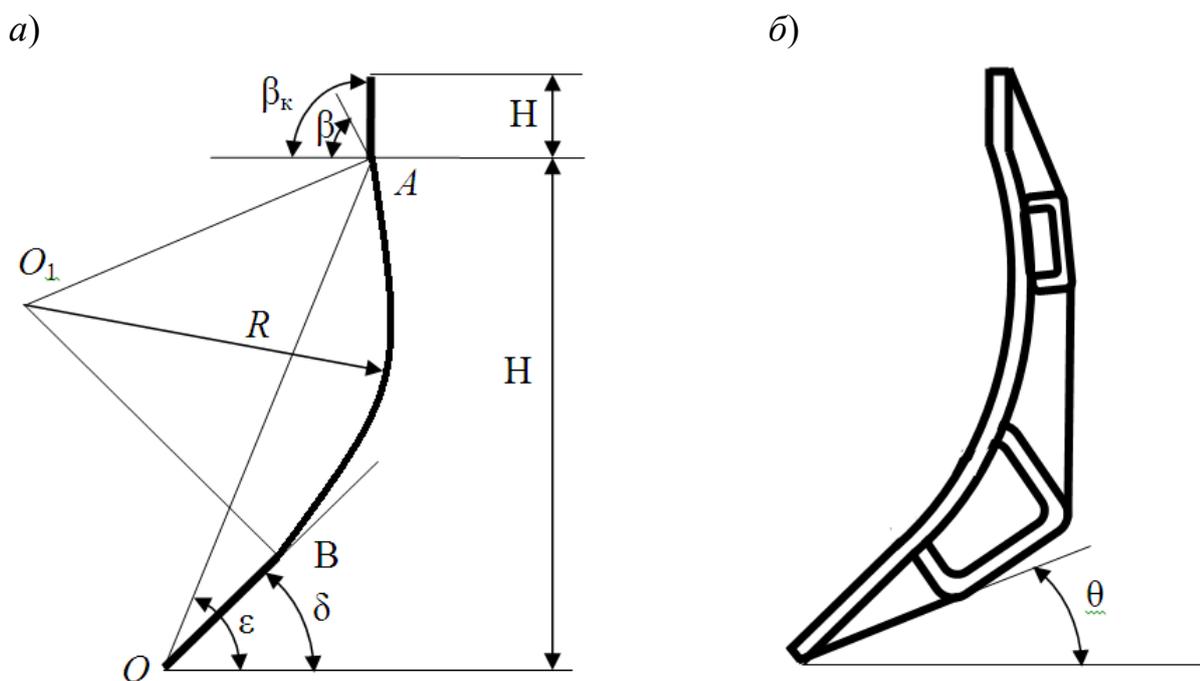


Рисунок 3.1 – Поперечный профиль (а) и его усиление коробчатыми конструкциями и ребрами жесткости (б)

3.3 Порядок выполнения работы

Изучается методика проектирования отвала и разрабатывается его поперечный профиль применительно к заданному преподавателем трактору. Для расчетов можно использовать данные таблицы 3.2.

Таблица 3.2 – Краткие технические данные

Базовый трактор						
Модель	MT3-80	T-75	Беларус 1502	T-10M	ДЭТ-250M1	T-500
Номинальное тяговое усилие, кН	14	30	90	100	250	350
Бульдозерное оборудование						
Длина отвала, мм	2000	2520	2820	3940	4310	4530
Высота отвала, мм	650	800	1200	1000	1370	2120

4 Расчет параметров фронтального погрузчика

Основное назначение одноковшовых погрузчиков – выполнение погрузочно-разгрузочных операций с сыпучими, мелкокусковыми материалами и штучными грузами, а также разработка и погрузка в автосамосвалы (или отсыпка в отвал) грунтов I-III и даже более высоких категорий после предварительного рыхления.

4.1 Выбор и расчет основных параметров

Основными параметрами погрузчика являются номинальная грузоподъемность Q_n и вместимость ковша q .

Номинальную грузоподъемность Q_n принимают согласно тяговому классу базовой машины в соответствии с ГОСТ 28635-90 (ИСО 5998-86) *Машины землеройные. Номинальная грузоподъемность гусеничных и колесных погрузчиков* и допустимой нагрузкой P на передний мост. Номинальную грузоподъемность определяют в центре тяжести основного ковша при максимальном вылете.

Номинальную вместимость основного ковша q рассчитывают по номинальной грузоподъемности из расчета работы на материалах с плотностью $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$:

$$q = \frac{Q_n}{\rho g k_n}. \quad (4.1)$$

Значения коэффициента наполнения при расчете вместимости ковша принимают равным $k_n = 1,25$.

Под максимальной грузоподъемностью Q_{\max} понимается наибольший вес груза, приложенный в центре тяжести основного ковша, который может быть поднят на максимальную высоту с помощью гидропривода. Максимальная грузоподъемность рассчитывается после выбора и расчета параметров гидропривода. Ее величину определяют при наименьшем плече гидроцилиндров стрелы и при максимальном давлении в гидросистеме, равном давлению настройки предохранительного клапана.

Конструктивный вес погрузчика определяется из соотношения

$$G_n = (1,25 \dots 1,35) G_{\text{б.м}}, \quad (4.2)$$

поскольку конструктивный вес погрузочного оборудования принимают в пределах 25...35 % от веса базовой машины $G_{\text{б.м}}$.

Напорное усилие погрузчика принимается равным номинальному тяговому усилию $T_{\text{ном}}$ базовой машины. При определении номинального тягового усилия учитывается увеличение веса базовой машины за счет веса погрузочного оборудования.



Скорость рабочего хода принимают по характеристике базовой машины, но не свыше 3...4 км/ч.

Выглубляющее усилие N_{ϵ} – усилие на режущей кромке основного ковша, реализуемое гидроцилиндрами поворота ковша и определяемое по устойчивости машины. Для погрузчиков с опорными лыжами на стреле выглубляющее усилие принимается

$$N_{\epsilon} = (2,0 \dots 3,0) Q_n. \quad (4.3)$$

Подъемное усилие N_n – усилие на режущей кромке основного ковша, реализуемое гидроцилиндрами подъема стрелы и определяемое по устойчивости машины. Приблизительно его можно определить по номинальной грузоподъемности:

$$N_n = (1,8 \dots 2,3) Q_n. \quad (4.4)$$

Удельное напорное усилие q_n на кромке ковша

$$q_n = \frac{T_{\text{ном}}}{B_k}, \quad (4.5)$$

где B_k – наружная ширина режущей кромки основного ковша.

Удельное выглубляющее усилие q_{ϵ} на кромке ковша

$$q_{\epsilon} = \frac{N_{\epsilon}}{B_k}. \quad (4.6)$$

Рекомендуемые значения удельных напорных и выглубляющих усилий для колесных фронтальных погрузчиков приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Рекомендуемые значения удельных напорных и выглубляющих усилий для основного ковша

Наименование показателей	Грузоподъемность погрузчика, Q_n , кН		
	до 30	40...60	св. 60
Удельное напорное усилие q_n , кН/м	15...30	25...40	св. 40
Удельное выглубляющее усилие q_{ϵ} , кН/м	20...35	25...40	св. 30

Высота разгрузки ковша H_p – наибольшее расстояние от опорной поверхности до режущей кромки основного ковша при максимальном угле разгрузки и номинальном давлении в шинах. Высоту выбирают в зависимости от типоразмеров транспортных средств, с которыми предназначен работать погрузчик:

$$H_p = h_T + \Delta h_p, \quad (4.7)$$



где h_T – наибольшая высота бортов обслуживаемых транспортных средств;

Δh_p – дополнительный зазор, выбираемый с учетом работы на неподготовленном основании, $\Delta h_p = 300 \dots 500$ мм.

Заглубление рабочего органа W – наибольшая величина заглубления режущей кромки основного ковша, установленного под углом $5 \dots 7^\circ$ к опорной поверхности. Заглубление определяет возможность работы погрузчика при резких изменениях уклона опорной поверхности. Как правило, $W = 300 \dots 500$ мм.

Вылет ковша L – расстояние от передних выступающих частей базовой машины до режущей кромки ковша, находящегося на максимальной высоте при наибольшем угле разгрузки:

$$L = \frac{B_T}{2} + \Delta b, \quad (4.8)$$

где B_T – ширина кузова наиболее большого транспортного средства, обслуживаемого погрузчиком;

Δb – расстояние между погрузчиком и транспортным средством при разгрузке ковша, необходимое для обеспечения безопасности работы и равное $150 \dots 200$ мм.

Угол запрокидывания ковша в нижнем положении и *угол разгрузки* в верхнем положении выбирают по нормативным документам. Рекомендуемая величина угла запрокидывания составляет $42 \dots 46^\circ$. При подъеме допускается дальнейшее запрокидывание ковша до 15° . Угол разгрузки должен быть не менее 45° .

Показатели основного ковша. Ширину основного ковша принимают на $100 \dots 150$ мм больше величины следа или ширины базовой машины. Более подробные сведения о параметрах ковша приводятся в справочной литературе и ГОСТах.

4.2 Порядок выполнения работы

Студентами изучается методика выбора параметров одноковшового фронтального погрузчика, делаются расчеты параметров применительно к заданному преподавателем погрузчику, полученные результаты сравниваются с параметрами базовой машины (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Технические характеристики погрузчиков «Амкорд»

Модель погрузчика	211E	320CE	332B-01	342B-01	352-11	371AC
Номинальная грузоподъемность, кН	12	20	27	33	50	68
Вместимость ковша, м ³	0,59	1,1	1,5	1,9	2,6	3,8
Вес погрузчика, кН	38	62	106	117	137	223,5
Выглубляющее усилие, кН			90	92	149	168
Ширина ковша, мм	2140	2100	2500	2500	2500	3190
Высота разгрузки, мм	2400	2700	2800	3500	3000	3150
Вылет кромки ковша, мм	435	710	1200	1230	1000	1550
Мощность двигателя, кВт	–	60	90,4	114	131	220



5 Расчет усилий, действующих на рабочее оборудование рыхлителя

Рыхлители предназначены для рыхления прочных и мерзлых грунтов, вследствие чего на рабочее оборудование рыхлителей действуют значительные по величине усилия. Поэтому расчет зубьев рыхлителей на прочность приобретает первостепенное значение.

5.1 Расчет усилий, действующих на зуб рыхлителя

Статические нагрузки, действующие на зуб рыхлителя, определяются тяговыми и весовыми показателями машины.

Номинальное тяговое усилие рыхлителя определяется по формуле

$$P_{ном} = G_{сц} \varphi, \quad (5.1)$$

причем при навешивании на базовую машину только рыхлителя

$$G_{сц} = (1,18 \dots 1,23) G_{б.м}, \quad (5.2)$$

при навешивании впереди бульдозерного, а сзади рыхлительного оборудования

$$G_{сц} = (1,35 \dots 1,45) G_{б.м}, \quad (5.3)$$

где $G_{б.м}$ – эксплуатационный вес базовой машины.

Горизонтальная составляющая сил сопротивления рыхлению обычно находится по формуле

$$R_x = k_T P_{ном}, \quad (5.4)$$

а вертикальная – по формуле

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \gamma, \quad (5.5)$$

где k_T – коэффициент использования тягового усилия рыхлителя, $k_T = 0,8$;

γ – угол наклона результирующей силы сопротивления рыхлению.

Угол γ принимают равным нулю при рыхлении талых грунтов, для мерзлых грунтов $\gamma = \pm 20^\circ$, для скальных пород – $\gamma = \pm 30^\circ$.

Динамические нагрузки, действующие в процессе работы на рыхлитель, значительно превышают тяговые и весовые показатели машины. Максимальные значения сил, действующих на зуб рыхлителя, рассчитываются следующим образом:

– горизонтальная составляющая сил сопротивления рыхлению определяет-



ся по формуле (5.4) с учетом коэффициента динамичности $k_z^{дин} = 2,5 \dots 3$;

– вертикальная составляющая сил сопротивления рыхлению, действующая вниз или вверх, определяется по формуле (5.5) с учетом коэффициента динамичности $k_g^{дин} = 1,4 \dots 1,8$;

– боковая составляющая сил сопротивления рыхлению определяется по формуле

$$R_y = 0,4R_x \quad (5.6)$$

с учетом коэффициента динамичности $k_b^{дин} = 1,2 \dots 1,5$.

Приведенные значения коэффициентов динамичности соответствуют скорости движения рыхлителя до 3 км/ч и скорости подъема и опускания зубьев до 0,5...1,0 м/с.

Усилия, действующие на зуб рыхлителя, имеют пульсирующий (R_x) и знакопеременный (R_y и R_z) характер с частотой изменения от 3 до 20 Гц.

5.2 Расчетные положения

При расчете на прочность все составляющие сил сопротивления рыхлению считают приложенными на конце зуба. Усилия, действующие на основные узлы рыхлителя (зубья, раму, подвеску, гидроцилиндры), определяют для следующих расчетных случаев:

– на центральный зуб при максимальной глубине рыхления действуют максимальные силы R_x и R_y и сила R_z , направленная вниз и равная половине максимального значения;

– на центральный зуб в начале заглубления действуют максимальные силы R_x и R_y и сила R_z , направленная вверх и равная половине максимального значения;

– на боковой зуб при максимальной глубине рыхления действуют максимальные силы R_x и R_y и сила R_z , направленная вниз и равная половине максимального значения, причем сила R_y направлена от продольной оси машины;

– на боковой зуб в начале заглубления действуют максимальные силы R_x и R_y и сила R_z , направленная вверх и равная половине максимального значения, причем сила R_y направлена от продольной оси машины.

Для двух последних случаев проверочный расчет на прочность проводят также при действии силы R_y к продольной оси машины.

5.3 Рекомендуемые материалы

Для металлоконструкций рыхлителей общего назначения рекомендуется применять низколегированную конструкционную сталь, а для зубьев – сталь 40ХН с пределом прочности 1400...1800 МПа. Наконечники рекомендуется изготавливать из материалов с износостойкостью не ниже, чем у термически обработанной стали 110Г13Л.

5.4 Порядок выполнения работы

Студентами изучается методика расчета усилий, действующих на рабочее оборудование рыхлителя, делаются расчеты применительно к заданной преподавателем машине, для чего можно использовать данные, приведенные в таблице 3.2 лабораторной работы № 3.

6 Определение производительности скрепера. Оптимизация времени наполнения ковша

Под производительностью машин для земляных работ понимают количество грунта, разработанного машиной в единицу времени. Производительность является одним из важнейших технико-экономических показателей. Производительность машины зависит от условий работы и принятой технологической схемы.

6.1 Расчет технической производительности автоскрепера

Техническая часовая производительность скрепера Π_m определяется по формуле

$$\Pi_m = 3600 \frac{qk_n}{k_p T_{\text{ц}}}, \quad (6.1)$$

где k_p – коэффициент разрыхления грунта;

$T_{\text{ц}}$ – время цикла скрепера.

Время цикла определяется суммарным временем, затрачиваемым на последовательное выполнение операций, входящих в цикл:

$$T_{\text{ц}} = t_n + t_{\text{сп}} + t_p + t_{\text{ноп}} + t_{\text{дон}}, \quad (6.2)$$

где t_n – время наполнения ковша;

$t_{\text{сп}}$ – время движения скрепера в груженом состоянии;

t_p – время разгрузки ковша;

$t_{\text{ноп}}$ – время движения скрепера в порожнем состоянии;

$t_{\text{дон}}$ – дополнительное время, затрачиваемое на развороты скрепера, ожидание толкача и прочие затраты времени. Принимается, что $t_{\text{дон}} = 30 \dots 60$ с.

Время наполнения ковша принимается по экспериментальным данным (таблица 6.1) или рассчитывается по формуле

$$t_n = \frac{l_n}{v_n}, \quad (6.3)$$

где v_n – скорость скрепера при наполнении ковша;



l_n – путь наполнения.

В свою очередь,

$$v_n = (0,65...0,8)v_1, \quad (6.4)$$

где v_1 – рабочая скорость тягача,

$$l_n = \frac{qk_n k_n}{Bhk_h k_p}, \quad (6.5)$$

где k_n – коэффициент потерь грунта в боковые валики, $k_n = 1,2$;

k_h – коэффициент, учитывающий неравномерность толщины стружки, $k_h = 0,7$.

Таблица 6.1 – Значения коэффициента наполнения k_n и время наполнения ковша t_n для автоскрепера при работе с разными толкачами

Число ударов ударника ДорНИИ $C_{y\delta}$	Тип толкача			
	Т-170		ДЭТ-250	
	Коэффициент наполнения k_n	Время наполнения t_n , с	Коэффициент наполнения k_n	Время наполнения t_n , с
1	0,9	120	1,15	70
2	1,0	90	1,20	58
3	1,1	79	1,20	46
4	1,15	68	1,20	40
5	1,15	68	1,20	40
6	1,14	72	1,20	40
7	1,08	90	1,20	40
8	1,0	90	1,20	40
9	0,9	94	1,20	50
10	0,85	98	1,20	60

Время движения скрепера в груженом состоянии

$$t_{zp} = \frac{l_{mp}}{v_{zp}}, \quad (6.6)$$

где l_{mp} – дальность транспортирования;

v_{zp} – средняя скорость движения груженого скрепера,

$$v_{zp} = (0,45...0,65)v_{\max}, \quad (6.7)$$

где v_{\max} – максимальная скорость скрепера.

Аналогичным образом определяется время движения скрепера в порожнем состоянии:



$$t_{nop} = \frac{l_{mp}}{v_{nop}}, \quad (6.8)$$

где v_{nop} – средняя скорость движения порожнего скрепера

$$v_{nop} = (0,75 \dots 0,85)v_{max}. \quad (6.9)$$

Время разгрузки ковша находится как

$$t_p = \frac{l_p}{v_p}, \quad (6.10)$$

где l_p – путь скрепера при разгрузке, $l_p = 6 \dots 10$ м;

v_p – скорость разгрузки, за которую принимается скорость тягача на 1-2 передаче.

6.2 Оптимизация времени наполнения ковша

Автоскреперы осуществляют набор грунта с толкачами различных типов. В процессе набора грунта приходится наблюдать, что интенсивность поступления грунта в ковш уменьшается по мере его заполнения (таблица 6.2).

Таблица 6.2 – Взаимосвязь между временем наполнения ковша t_n и объемом грунта V в ковше

Время наполнения ковша t_n , % от номинального	14	28	42	56	70	85	100
Объем набранного в ковш грунта V , % от номинального	41	68	83	91	96	98	100

Из таблицы видно, что при увеличении времени наполнения ковша, с одной стороны, увеличивается объем грунта в ковше скрепера, а с другой стороны – увеличивается время цикла. Поэтому существует оптимальное значение времени наполнения, при котором производительность будет максимальной.

Для оптимизации времени наполнения можно использовать графический метод, суть которого заключается в следующем (рисунок 6.1).

На координатных осях чертится график изменения объема грунта, набранного в ковш, в зависимости от времени наполнения. В качестве исходных данных принимаются значения из таблиц 6.1 и 6.2. Влево от оси ординат откладывается время нахождения скрепера в пути (время цикла за вычетом времени наполнения). Из полученной точки A проводится касательная к графику. Из точки касания B проводятся перпендикуляры на координатные оси, которые позволяют получить оптимальное время наполнения и оптимальный объем грунта в ковше скрепера, при которых производительность будет максимальной.

Действительно, из схемы видно, что

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{V}{T_{ц} - t_{н}} \approx \Pi_m. \quad (6.11)$$

Следовательно, прямая AB , проведенная под максимальным углом к графику, даст максимальную производительность в точке касания.

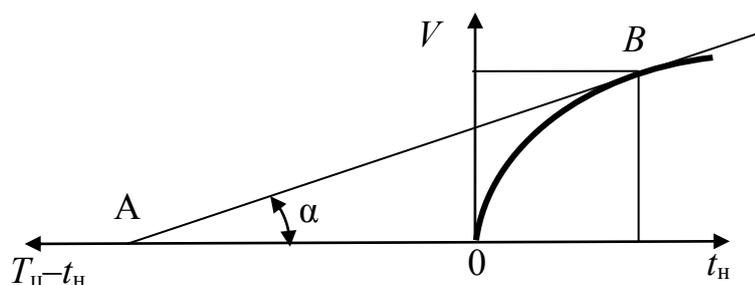


Рисунок 6.1 – Схема для определения оптимального времени наполнения ковша скрепера грунтом

6.3 Порядок выполнения работы

Студентами изучается методика расчета производительности скрепера и оптимального времени наполнения ковша скрепера грунтом, после чего рассчитывается производительность скрепера применительно к заданному типу толкача. Необходимые данные принимаются по таблице 2.4 лабораторной работы № 2.