

**НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ**



## **Проектирование технологического оборудования для механизированных сельскохозяйственных работ**

Методические указания для практических занятий

**Кафедра эксплуатации машинно-тракторного парка**

УДК 631.3.004 (075)

ББК 40.72

Рецензент: канд. техн. наук, доц. ***А.А. Мезенов***

Составитель: ст. препод. ***Н.Н. Григорев***

**Проектирование технологического оборудования для механизированных сельскохозяйственных работ:** метод. указания для практических занятий / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост. Н.Н. Григорев. – Новосибирск, 2024. – 55 с.

Методические указания для практических занятий по дисциплине «Проектирование технологического оборудования для механизированных сельскохозяйственных работ» предназначены для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 35.03.06 Агроинженерия, профили «Технические системы в агробизнесе» и «Технические системы и цифровизация производства»

Утверждено и рекомендовано к изданию методически советом Инженерного института НГАУ (протокол № 6 от 30 января 2024 г.).

© Новосибирский государственный  
аграрный университет, 2024.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |    |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ.....  | 4  |
| 1 НАИМЕНОВАНИЕ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ .....  | 6  |
| Раздел 1. Проектирование и технологический<br>расчет почвообрабатывающих машин.....                                      | 6  |
| Раздел 2. Проектирование и технологический расчет посевных<br>машин.....   | 23 |
| Раздел 3. Проектирование и технологический расчет машин<br>для химической борьбы с вредителями и болезнями растений..... | 34 |
| Раздел 4. Проектирование и технологический расчет<br>элементов механического привода.....                                | 41 |
| 2 ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ КОНТРОЛЬ ОСТАТОЧНЫХ ЗНАНИЙ.....  | 52 |
| БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....  | 54 |

## ВВЕДЕНИЕ

Проектирование является основным видом инженерной деятельности, независимо от отрасли или сферы деятельности. Тщательное обоснование и принятие инженерных решений, а это и есть проектирование – необходимы как при расчете параметров какого-либо устройства, так и при организации механизированных сельскохозяйственных работ.

Практика преподавания технических дисциплин в вузах показывает, что студентам на всем протяжении учебы не прививают умения четко ставить проектные задачи, переводить их на язык математики, решать их современными методами и средствами. Существующие же частные методики проектирования отдельных машин и узлов не побуждают студентов к творчеству, превращая этот процесс в рутинный, утомительный труд. Поэтому они имеют лишь приблизительное представление о современной методологии решения инженерных задач, связанных с синтезом новых объектов и оптимизацией существующих технических систем.

Во многих организациях, занимающихся проектированием оборудования для механизированных сельскохозяйственных работ, работа поставлена далеко не на должном уровне: нет содержательных математических моделей проектируемых объектов, имеющиеся компьютеры используются крайне неэффективно, автоматизация проектирования в системном виде практически не внедрена.

Для большинства студентов, да и многих выпускников инженерных специальностей вузов, проектирование ассоциируется с расчетами по готовым формулам и выполнением компьютерных чертежей и моделей. Однако это упрощенный подход.

В основе проектной деятельности лежат некоторые общие принципы, подходы и методы. Они составляют **методологию проектирования** – учение о структуре, логической организации, методах и средствах поиска и принятия решений в процессе этого вида человеческой деятельности. Именно этому и посвящена данная книга, позволяя вырабатывать соответствующий образ мышления при проектировании.

Согласно ГОСТ 22487-77, **проектирование** – *процесс составления описания еще не существующего объекта.*

Применительно к деятельности инженера агропромышленного профиля **объектами проектирования** являются:

- детали, узлы, агрегаты, машины, электрические изделия и т.д.;
- механизированные и автоматизированные процессы производства, хранения и переработки сельскохозяйственной продукции;
- системы машин в полеводстве и животноводстве;
- системы технического обслуживания и ремонта машин, транспортного обеспечения и т.д.

Таким образом, проектированием занимаются не только и не столько работники проектных и конструкторских организаций, но и широкий круг практических инженеров, организующих механизированное производство и переработку сельскохозяйственной продукции, эксплуатирующих технику и

оборудование.

Поэтому под **проектом** понимается *инженерно-техническое или технологическое решение, учитывающее конкретные условия эксплуатации и обеспечивающее эффективное функционирование технического устройства или системы в соответствии с их назначением.*

Такие задачи решает и студент при выполнении курсовых и дипломных проектов, и работник конструкторского бюро, и инженер-производственник.

**Конструирование** – составная часть проектирования и обозначает *стадию конкретного конструктивного воплощения отобранного варианта машины или технической системы* (поэтому название должности «главный конструктор» – это скорее дань традиции, чем современной сложности решаемых проектных задач).

В целом процесс проектирования нового объекта зиждется на предыдущем опыте, достижениях фундаментальных и прикладных наук, конкретных теоретических и экспериментальных исследованиях, непосредственно связанных с объектом проектирования, и, наконец, интуиции проектировщика. Роль последней велика при проектировании сложнейших объектов, описание которых не поддается формализации, при неточной и неполной исходной информации.

Проектирование является самостоятельным этапом процесса создания технических объектов, посредничающим между научными исследованиями и производством. Следовательно, проектирование можно рассматривать, с одной стороны, как заключительную фазу исследований, а с другой – как начальную фазу производственного процесса изготовления объекта.

# **1. НАИМЕНОВАНИЕ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ**

## **РАЗДЕЛ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН**

Занятие 1. Расчёт конструктивно-технологических параметров лапового культиватора

Занятие 2. Силовой расчёт культиватора

Занятие 3. Расчёт конструктивно-технологических параметров фрезерного культиватора

Занятие 4. Расчёт зубовой бороны

Занятие 5. Выбор параметров дисковых рабочих органов

## **РАЗДЕЛ 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОСЕВНЫХ МАШИН**

Занятие 6. Определения усилия на штоке гидроцилиндра при переводе рабочих органов сеялки из рабочего положения в транспортное

Занятие 7. Расчет устойчивости хода сошников сеялки по глубине

Занятие 8. Расчет тягового сопротивления сошников

## **РАЗДЕЛ 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ ХИМИЧЕСКОЙ БОРЬБЫ С ВРЕДИТЕЛЯМИ И БОЛЕЗНЯМИ РАСТЕНИЙ**

Занятие 9. Расчет распыливающих наконечников и поршневых насосов

Занятие 10. Расчет параметров опыливателей и протравливателей

## **РАЗДЕЛ 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА**

Занятие 11. Расчет клиноременной и цепной передачи

Занятие 12. Прочностные расчеты элементов механического привода

## РАЗДЕЛ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

### **Занятие 1-3. Расчёт конструктивно-технологических параметров культиваторов**

Культиваторами называют почвообрабатывающие орудия, осуществляющие культивацию почвы - обработку почвы, обеспечивающую условия культивирования данного растения, т.е. делающую почву культурной. Культурной (ухоженной) почвой называют почву, имеющую сверху верхний рыхлый слой, пронизываемый для воздуха и прорастания растения, и уплотненное ложе с неразрушенной капиллярной системой, способствующей притоку влаги к семенам. Кроме того, она должна не допускать развитие сорняков и быстрое испарение влаги. Отсюда множественность операций культивации: крошение, рыхление, закрытие влаги, подрезание сорняков, выравнивание поверхности поля и др. Это противоречивая задача решается, обычно, приближённо, разнообразными рабочими органами.

Различают основные рабочие органы, осуществляющие собственно культивацию (крошение, рыхление, подрезание сорняков) на глубину прорастания семян, и вспомогательные, осуществляющие дополнительные операции на поверхности поля (выравнивание, заделка или образование борозд, гряд, дробление комков и пр.)

В качестве основных рабочих органов культиваторов используют пассивные поступательные и активные ротационные.

### **Занятие 1. Расчёт конструктивно-технологических параметров лапового культиватора**

Лаповыми называют культиваторы, у которых в качестве основных рабочих органов используются пассивные поступательные рабочие органы. Их принято называть лапами независимо от внешнего вида.

Исходными данными при расчётах КТП лаповых культиваторов являются:

1. назначение - функции, выполняемые культиватором;
2. агротехнические требования;
3. зоны применения;
4. типы почв, механические свойства почвы;
5. тип трактора;
6. технические показатели аналогов и прототипа.

Определение основных конструктивно-технологических параметров культиватора проводится в следующей последовательности.

Ширина захвата культиваторов для сплошной обработки почвы, плоскорезов и рыхлителей определяется исходя из силы тяги  $P_{кр}$  на крюке трактора по формуле:

$$B = \eta \times P_{кр} / k_0, \text{ м} \quad (1.1)$$

где  $\eta$  - коэффициент использования тягового усилия трактора  $\eta = 0,8-0,95$ ;

$k_0$  - удельное сопротивление почвы на 1 м ширины захвата (табл.1.1)

Таблица 1.1 - Значения удельного сопротивления почвы

| Вид работы   | Глубина обработки | Удельное сопротивление, кГс/м |
|--|-------------------|-------------------------------|
| Культивация стрелчатыми лапами                     | 6                 | 80...100                      |
|  | 8                 | 90...130                      |
|  | 10                | 110...170                     |
|  | 12                | 150...240                     |
| Культивация плоскорезными лапами                   | 6...8             | 80...100                      |
|  | 10...12           | 90...130                      |
|  | 13...16           | 150...220                     |
| Рыхление узкозахватными лапами на пружинной стойке | 8...10            | 180...200                     |
|  | 10...12           | 200...230                     |
| Глубокое рыхление лапами на жёсткие стойки         | 14...16           | 300...380                     |
|  | 18...20           | 380...500                     |
|  | 21...23           | 500...550                     |
|  | 24...25           | 550...650                     |

### ***Выбор рабочих органов***

Выбирается набор основных рабочих органов (стрелчатые лапы, рыхлительные, плоскорезы, штанга) и вспомогательных (боронки, катки разных типов), способный совместно удовлетворить агротребованиям. Типоразмеры рабочих органов выбираются из числа стандартизованных или массово производимых предприятиями-изготовителями.

Стандартизованные типы лап по ГОСТ 23.2.164-87. Он предусматривает для сплошной культивации лапы типов: плоскорезные стрелчатые без хвостовиков; плоскорезные стрелчатые с хвостовиками; универсальные стрелчатые без хвостовиков; универсальные стрелчатые с хвостовиками; рыхлительные оборотные; рыхлительные копьевидные; долотообразные.

По основной функции их делят на полольные (плоскорезные стрелчатые лапы), рыхлительные (оборотные, копьевидные, долотообразные) и универсальные стрелчатые лапы.

Геометрия стрелчатой лапы характеризуется углом крошения  $\beta$ , шириной захвата  $b$  и углом раствора  $2\gamma$ . Обычно  $2\gamma = 60...65^\circ$ , однако на легких малозасоренных почвах у скоростных лап, а также у плоскорезов  $2\gamma = 80...84^\circ$ . Угол крошения  $\beta = 10...30^\circ$ , меньшие углы имеют плоскорезные лапы. Ширина захвата полольных лап 200...400 мм, радиус кривизны хвостовика 200...250 мм.

Плоскорезные лапы применяют для обработки почв, подверженных ветровой эрозии, с сохранением стерни.

Универсальные стрелчатые лапы предназначены для подрезания сорняков с одновременным рыхлением почвы и имеют угол крошения  $20...30^\circ$ .

Оборотные лапы на пружинных стойках применяют для вычесывания корневищных сорняков и предпосевного рыхления почвы на глубину 10...12 см. После износа одной стороны их поворачивают на  $180^\circ$ . Рыхлительные лапы имеют две режущие кромки с углом раствора  $45...55^\circ$ . На жестких стойках их



используют для рыхления почвы на глубину до 22...25 см.

В долотообразных наральниках рыхлительных лап две режущие кромки с углом раствора 60...70°. Наральники крепят на пружинных стойках.

В основе геометрии лап лежит клин: двугранный для рыхлителей и трёхгранный для стрелчатых лап. В настоящее время число производителей лап возросло и стыковка их со стойками не гарантирована. В таких случаях проводят проектирование новых лап.

### ***Выбор стоек и подвесок рабочих органов***

Почвообрабатывающий рабочий орган при всем многообразии его типов обычно крепится к раме консольно с помощью стержневой системы, называемой общим термином - крепление. Консольность крепления рабочего органа является обязательным для почвообрабатывающих орудий и проистекает из-за необходимости выносить раму за почвенный горизонт. Основная функция крепления - фиксация рабочего органа в проектном положении. Однако идеально жёсткой фиксации обеспечить невозможно из-за больших упругих деформаций стойки. В зависимости от их величины различают крепление жёсткое и упругое.

Крепление считается жёстким, если упругими смещениями под номинальной нагрузкой можно пренебречь, и упругим - если упругие смещения сравнимы с глубиной хода.

Конструктивно крепление выполняется как:

- пружинный зуб - совокупность пружинного криволинейного стержня и рыхлительного элемента, выполненных как одно целое;
- пружинная (упругая) стойка - совокупность неподвижно связанных деталей, обеспечивающих смещение рабочего органа только за счет упругих деформаций;
- подвеска - совокупность подвижно связанных деталей в виде механизма с шарнирами.

Пружинные стойки применяют при рыхлении почвы на глубину до 16 см, вычесывании корнеотпрысковых сорняков, культивации почвы повышенной влажности. Во время работы они вибрируют и самоочищаются от нависших на стойки растительных остатков. Дугообразные стойки применяют на всех почвах, кроме засоренных камнями. S-образные стойки используют на каменистых почвах.

Вначале пружинные стойки предназначались для придания рабочему органу возможности обхода препятствий. Но к концу 30-х годов 20-го века было установлено, что упругие смещения рабочего органа носят колебательный характер, влияющий на энергетику и качество работы. Пружинные стойки стали рассматриваться как эффективное средство улучшения качественных и энергетических показателей рыхления почвы.

В зарубежном культиваторостроении пружинные стойки рабочих органов особенно широко распространены, поскольку в связи с широким применением гербицидов за рубежом не ставятся высокие требования к подрезанию сорняков, а значит и к искажению геометрии рабочих органов от упругих смещений. Пружинные зубья и стойки производят многочисленные фирмы, но количество

типов выпускаемых стоек невелико.

Консольная S - образная пружинная стойка Kongskilde с двоякой кривизной сечением 10x30 мм несет обычно наральник или лапку шириной 145 мм. Классическая стойка - прообраз многочисленных модификаций в разных странах; отечественная S-образная стойка сечением 38x10мм (КПЦ-02.050) несет наральник типа 6.

S - образная пружинная стойка типа Woderstad с двойным спиральным витком и сечением 30x30 мм распространена в зарубежных культиваторах и чизелях - глубокорыхлителях, а также применялась на отечественных культиваторах КЧП-5,4 и КЧП-7,2; УЧП-2,8.

Vibro-Flex - составная пружинная стойка с широкой верхней частью; имеет повышенную поперечную жёсткость, применяется на культиваторах Vibro-Flex и для упругого крепления дисков.

Недостаток пружинных стоек: из-за больших углов поворота они сильно искажают геометрию резания и потому не способны нести стрелчатые полые лапы. Упругих стоек для таких стрелчатых лап ГОСТ не предусматривает.

По конфигурации стойки могут быть стержневыми криволинейными, когда в их основе лежит криволинейный стержень, или контурными, когда в основе их конфигурации лежит замкнутый контур. Такой признак разделения связан с принципиальными различиями методов расчета: консольные стойки статически определимые, а контурные - статически неопределимые конструкции.

Кривизна подземной части стержней обычно задается из технологических соображений и в ряде случаев регламентируется стандартами.

Упругие стойки с замкнутым контуром разработаны для широкозахватных культиваторов типа КШУ-12. В основе конфигурации лежит параллелограмм, препятствующий повороту лапы, что снижает угловые искажения геометрии лапы в 3...5 раз по сравнению со стержневыми упругими стойками до уровня 2...3 град/кН, это лишь примерно в два раза больше, чем у жестких.

Стойка составная: стандартная жесткая стойка соединяется с пружинами с помощью литого кронштейна. Способна работать с широкими лапами  $B=330$  мм, обеспечивая постоянство ориентации и глубины хода в пределах допусков. Жесткость 20...30 Н/мм.

Эффективность упругих стоек заключается в использовании автоколебаний для снижения залипаемости; энергоэффект 25...30% по сравнению с жестким креплением рабочего органа. С увеличением скорости и глубины обработки амплитуда колебаний возрастает, а частота снижается.

### ***Упругие подвески***

Применяют в тех случаях, когда необходимы большие упругие смещения: для копирования рабочим органом макрорельефа или для выглубления рабочего органа при встрече с препятствием (в пружинных предохранителях).

Различают упругие подвески параллелограмные, шарнирноповодковые, контурные и подпружиненные.

Параллелограмные подвески используют в конструкциях пропашных культиваторов. В культиваторах паровых не применяются.

Шарнирно-поводковая система по сравнению с жестким креплением обеспечивает лучшее копирование рельефа поля, однако при перемещении поводка относительно оси шарнира угол установки лапы изменяется и увеличивается тяговое сопротивление культиватора. Для стрелчатых лап такой тип подвески не применяют.

Разновидностью шарнирно-поводковой является грядильная подвеска. Длина поводка увеличивается так, чтобы равнодействующая сил сопротивления проходила бы через шарнир. В этом случае жесткость нажимной пружины будет минимальной, и лапа легко копирует макрорельеф, обеспечивая вертикальное перемещение рабочего органа не менее 60 мм. Недостаток – лапа чувствительна к колебаниям плотности почвы, что нежелательно, кроме того, грядиль имеет большие габариты и металлоёмкость. Вытесняется подпружиненными подвесками.

Контурные подвески имеют замкнутый контур с шарниром. Поводок соединяется с рамой Л - образной рессорой. Предназначена для крепления лапы  $B=330$  мм. Имеет некоторый предохранительный эффект.

Подпружиненные упругие подвески сочетают шарнирноповодковое крепление с пружинной стойкой. Пружины создают предварительную нагрузку. Если тяговое сопротивление не превышает её – работает только пружинная стойка. При превышении нагрузки работают и пружины, создавая предохранительный эффект.

Конструкция стоек и подвесок определяется не только типом рабочего органа, но и рабочими нагрузками. Для рыхлительных лап с нагрузкой до 500 Н применимы стержневые пружинные стойки малой жесткости, для широкозахватных стрелчатых лап с нагрузками до 1200 Н - контурные пружинные стойки и подвески, для рыхлительных лап с нагрузкой до 2500 Н применимы упругие стержневые; для нагрузок свыше 2500 Н используются только жесткие стойки и подвески.

Развитие конструкции креплений рабочих органов имеет тенденцию постепенного вытеснения жесткого крепления упругим. К настоящему времени на пружинные стойки и подвески переведены рыхлительные и стрелчатые лапы культиваторов, упругое крепление используется в глубокорыхлителях - чизельных культиваторах.

В конструкциях культиваторов для каменистых почв используют упругие подвески с большими упругими смещениями, способными давать предохранительный эффект.

Выбор типа крепления: стойка или подвеска выбирается исходя из назначения и типа рабочих органов. Для рыхления предпочтительны лёгкие пружинные стойки, дающие хороший виброэффект. Для подрезания сорняков, когда важно сохранение геометрии лапы, предпочтительны контурные упругие стойки и подвески. На каменистых тяжёлых почвах предпочтительны предохранительные рычажные подвески, ещё более эффективны комбинированные (предохранительные с упругой стойкой).

Независимо от выбранного типа каждое крепление должно выполнять свою основную функцию: удерживать геометрию лапы и глубину её хода в пределах агротехнического допуска.

### Расстановка лап

Для обеспечения полного подрезания сорняков и предотвращения забивания расстановку рабочих органов культиваторов и плоскорезов выполняют многорядной. Стрельчатые лапы рекомендуется размещать в два ряда (рис.1.1).

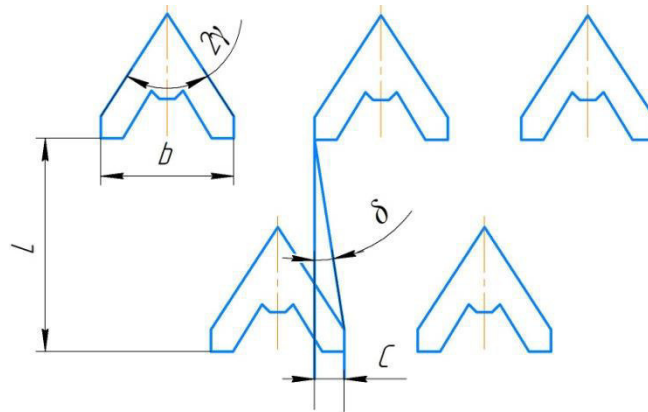


Рисунок 1.1 – Схема расстановки стрельчатых лап культиватора

Оптимальное расстояние  $L$  между рядами стрельчатых лап по ходу движения культиватора

$$L = B / \operatorname{tg}[90^\circ - (\gamma + \varphi')], \text{ мм} \quad (1.2)$$

где  $2\gamma$  - угол раствора лезвия лапы;

$\varphi'$  - угол трения почвы о металл;

$\varphi' \approx 25^\circ$ .

Перекрытие  $C$  между полостью лапами выбирают из условия обеспечения полного подрезания сорняков:

$$C = L \operatorname{tg} \delta, \text{ мм} \quad (1.3)$$

где  $\delta$  - угол случайного отклонения культиваторов от прямой линии при движении в поле ( $\delta = 7 \dots 9^\circ$ ).

Рыхлительные лапы на пружинных стойках обычно расставляют в три ряда и больше рядов.

Узкорыхлительные лапы расставляют с недокрытием, так как ширина разрыхленного лапой слоя больше ее ширины захвата. Расстояние между рыхлительными лапами в ряду, при котором разрыхлённые слои перекрываются и обеспечивается сплошное рыхление почвы

$$A > b_p + 2a \operatorname{tg}(\omega/2) / \cos(\alpha + \varphi'), \quad (1.4)$$

где  $b_p$  - ширина захвата самой рыхлительной лапы;

$a$  - глубина обработки;

$\omega$  - угол конической зоны деформации:

$\omega \approx 50^\circ$ ;

$\alpha$  - угол входа рабочего органа в почву.

Уточнённое число рабочих органов

$$n = (B - C) / (b - C). \quad (1.5)$$

Нагрузки, воспринимаемые лапами культиватора первого ряда, примерно в

2 раза больше нагрузок, приходящихся на лапы второго ряда, так как лапы первого ряда воздействуют на еще недеформированную почву. Следовательно, во втором ряду лапы должны иметь большую ширину захвата.

## **Занятие 2. Силовой расчёт культиватора**

Силовой расчёт культиваторов проводят для двух режимов: рабочего и подъёма из почвы в транспортное положение.

Методика расчёта аналогична силовому расчёту плугов, но имеет значительные упрощения.

### ***Прицепные культиваторы***

Из-за отсутствия поперечной нагрузки силовой расчёт прицепных культиваторов в рабочем режиме проводят только в вертикальной плоскости. Действующие силы:

$G$  - вес культиватора;

$R_{zx}$  - равнодействующая сил сопротивления рабочих органов;

$Q$  - реакция на опорные колёса;

$P_{xz}$  - сила тяги от трактора.

Уравнение равновесия получается аналогично уравнению для плугов: сумма всех сил должна равняться нулю:

$$R_{zx} + G + Q + P_{xz} = 0 \quad (2.1)$$

Из этого векторного уравнения графически, построением силового многоугольника, определяется сила тяги  $P_{xz}$ .

### ***Режим подъёма из почвы в транспортное положение***

Максимальные усилия возникают во время выглубления рабочих органов культиватора, так как при этом на культиватор помимо веса машины  $G$  действует вес почвы  $Q$ , находящейся на рабочих органах, усилие  $Q_1$ , необходимое для отрыва (рис.2.1). Вес почвы, находящейся на рабочих органах:

$$Q = ab^2ctg \gamma gn/2, \text{ Н} \quad (2.2)$$

где  $a$ - глубина обработки;

$b$  - ширина захвата;

$q$  - удельный

вес почвы;

$n$  - число рабочих органов.

Усилие, необходимое для отрыва пласта:

$$Q_1 \approx Q \quad (2.3)$$

Равнодействующая всех вертикальных сил, действующих на культиватор при подъёме:

$$F = G + Q + Q_1 \quad (2.4)$$

Реакции на колесах и серьге прицепа можно определить по схеме, показанной на рисунке 2.1.

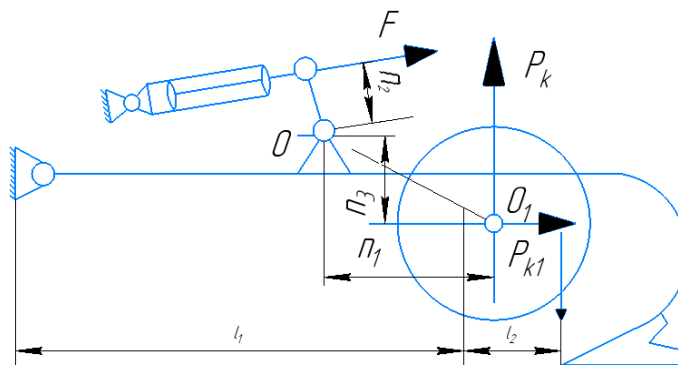


Рисунок 2.1. Схема подъема прицепного культиватора

$$P_k = \frac{F(l_1 + l_2)}{l_1} \text{ и } P_c = \frac{Fl_1}{l_2}, \text{ Н} \quad (2.5)$$

Реакция, приходящаяся на одно колесо  $P_{k1} = P_k / 2$ .

Усилия в звеньях механизмов можно определить графически построением плана скоростей или многоугольника сил.

Для определения усилия, действующего вдоль штока при переводе культиватора из рабочего положения в транспортное, строят план скоростей с полюсом в точке O.

Из равенства моментов находят усилие, действующее вдоль штока гидроцилиндра подъема,

$$F_{ш} = [(P_k - G_k)n_1 - P_k f n_3] / n_2, \text{ Н} \quad (2.6)$$

где  $G_k$  - вес двух колес;

$n_1, n_2$  и  $n_3$  - плечи соответствующих сил на плане скоростей;

$f=0,12-0,16$  - коэффициент сопротивления передвижению колес.

По полученному максимальному значению  $F_m$  определяют параметры гидроцилиндра.

### **Навесные культиваторы**

Усилия в звеньях механизмов подъема навесных культиваторов определяют графоаналитическим или графическим способом, по аналогии с плугами.

Рабочий режим: на навесной культиватор при работе действуют силы:

$R_{zx}$  - равнодействующая сил сопротивления рабочих органов;

$G_M$  - вес машины;

$Q$  - реакция почвы на колесо,

$P$  - сила тяги от трактора (рис.2.2).

Усилия, возникающие при работе навесного культиватора, можно найти построением силового многоугольника. Построение начинают с геометрического сложения сил  $G_M + R_{zx} = R_1$ . Точка приложения  $R_1$  на схеме машины получается на пересечении векторов  $R_{zx}$  и  $G_M$ . Точка приложения суммы векторов  $R_1$  и  $Q$  лежит на пересечении их линий действия; соединение её с полюсом  $\pi$  мгновенного центра вращения даёт направление силы тяги от трактора  $P$  всех сил.

Силы в тросах навески (нижних  $N_H$  и верхней  $N_B$ ) находят разложением силы  $P$  на составляющие, параллельные соответствующим тросам навесного устройства.

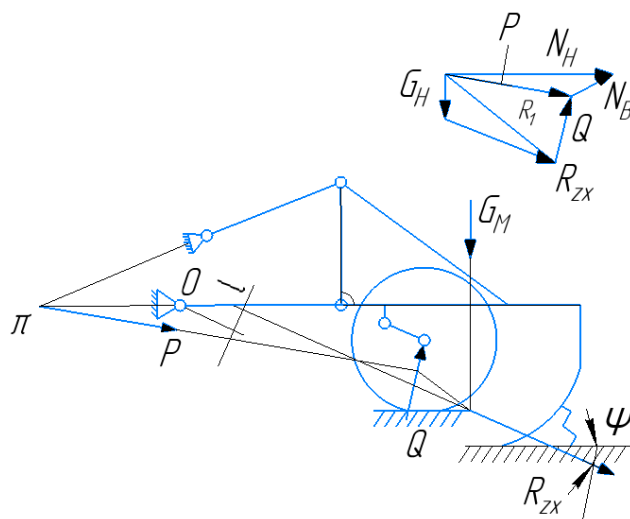


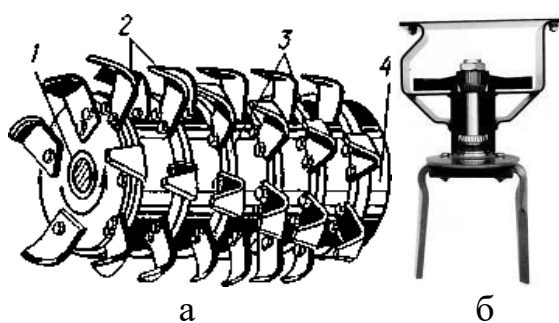
Рисунок 2.2 - Расчётная схема навесного культиватора

### Занятие 3. Расчёт конструктивно-технологических параметров фрезерного культиватора

Фрезерным называют культиватор, в котором используется для культивации активный ротационный рабочий орган типа фрезы.

Наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве нашли применение фрезы класса А – с горизонтально-поперечной осью вращения (ГПО) и фрезы класса Г с вертикальной осью вращения (ВО).

Рабочий орган фрезерного культиватора с горизонтальной осью – барабан с Г-образными ножами, вращающийся от ВОМ трактора (рис.3.1, а). Рабочий орган фрезерного культиватора с вертикальной осью – вертикальный ротор с прямыми ножами (рис.3.1, б).



1 – вал; 2 – нож; 3 – фрикционные диски; 4 – диски

Рисунок 3.1 - Рабочий орган фрезы

#### ***Порядок расчёта фрезерного культиватора с ГПО***

Исходные данные для расчета:

- вид работы (предпосевная или основная обработка, обработка болотных или лесных почв и др.);
- тип почвы старопахотные, залежные, суглинистые почвы и др.);
- требования к качеству (степень крошения почвы, измельчения сорняков,

заделки растительных остатков, гребнистости дна борозды, глубины обработки);  
- тип трактора (двигателя), его тягово-сцепные характеристики.

### **1. Ориентация оси вращения фрезы**

Ориентация оси вращения фрезы (горизонтальная или вертикальная) и направление вращения (прямое или обратное). Для качественного рыхления с уничтожением сорняков и заделкой растительных остатков выбираются фрезы с горизонтальной осью вращения и вращением барабана "сверху вниз". Фрезы с обратным вращением дают лучшую устойчивость хода, значительно лучшую выровненность дна борозды, но, отбрасывая почву вперёд по ходу "под себя", плохо заделывают растительные остатки, создают впереди себя почвенный вал, повышающий энергозатраты. Кроме того, направление реакции  $R_x$  такой фрезы таково, что она увеличивает нагрузку на колёса трактора. Поэтому фрезы с обратным вращением применяются в специальных условиях: на каменистых почвах, после раскорчёвки леса и т.п.

### **2. Подача на нож $S_{max}$ , $S_{min}$ .**

Для полевых и садовых фрез рекомендуемые агротехническими требованиями значения подачи  $S$  на один нож находят в пределах 0,06...0,15 м. Болотные фрезы имеют  $S=5...10$  см/об.

### **3. Гребнистость дна борозды**

Гребнистость дна борозды назначается исходя из агротребований: отклонения от заданной глубины при вспашке  $\pm 2$  см, при культивации  $\pm 1$  см. При отсутствии агротребований принимать допустимую высоту гребешков на дне борозды  $h_r=(0,1...0,2)h$ .

### **4. Диаметр барабана**

Оптимальное значение диаметра при фрезеровании "сверху вниз" должно быть в 1,13...1,33 раза больше заданной глубины обработки. Однако при этом вал фрезы должен располагаться под почвенным горизонтом, что создаёт серьёзные трудности передачи вращения на фрезу. Поэтому радиус фрезы выбирается так, чтобы его выступающие части и диск фрезы были выше почвенного горизонта на 50 мм.

### **5. Число ножей на диске барабана**

Число ножей на диске барабана колеблется в пределах 2...8. Для уменьшения пути резания надо стремиться к возможно большему числу ножей на одном диске. Оно ограничивается малым диаметром диска и размерами крепления ножа к диску.

### **6. Минимальный кинематический показатель $\lambda_{min}$**

Минимальный кинематический показатель по условиям допустимой гребнистости  $h_{гmax}$ . Критическое значение кинематического показателя  $\lambda_{кр}$ , ниже которого наступают пропуски и огрехи, определяется критическим углом  $\varphi_{кр}$ . Критические подача  $S_{max}$ , высота гребешков  $h_{гmax}$  и скоростной параметр  $\lambda_{min}$  - это предельные значения, при которых может нарушиться качество работы фрезы.

### **7. Проверка условий $\lambda \geq \lambda_{min} > \lambda_{кр}$**

Выполнения этих условий добиваются изысканием конструктивных возможностей увеличения угла входа  $\varphi_1$  и увеличением числа ножей.

**8. Подача  $S$  и величина гребней  $h_g$**  пересчитываются по фактическому  $\lambda$  при соответствии агротребованиям.



### **9. Толщина стружки при заглублении барабана**

### **10. Скорость и частота вращения барабанов**

Окружную скорость барабанов полевых и садовых фрез рекомендуется выбирать в пределах 5...6 м/с. Тогда требуемая скорость передвижения агрегата  $v_{\text{п}} = v_0 / \lambda$ . Частота вращения барабана  $n = 30v_0 / (\pi R) \text{ мин}^{-1}$ .

**11. Ширину  $b$  и толщину ножа  $\delta$**  ориентировочно задаём из конструктивных соображений  $b = 0,05\text{м}$ ,  $\delta = 6 \text{ мм}$ .

**12. Угол установки ножа на барабане  $\gamma_{\text{min}}$** , обеспечивающий требуемые углы резания и устранение контакта пятки ножа с почвой при любом угле поворота фрезы. Вначале принимают решение о типе заточки наружной или внутренней. При последней легче выдержать требуемый угол резания  $15...25^\circ$ , однако заточку проводить трудно. Наружная заточка более доступна, но увеличивает угол резания. Угол заострения ножа  $i$  принимают  $15^\circ$ .

**13. Определение ориентации и формы крыла и стойки ножа** выполняют на основе компромисса между требованиями качества и энергетики процесса, плавности работы без динамических нагрузок и ударов и технологичности изготовления. Наиболее качественную работу (резание сорняков со скольжением, отсутствие забивания, оптимальность геометрии резания по всей длине ножа, лучшее рыхление пласта) обеспечивают ножи с винтовой поверхностью крыла, форма лезвия и стойки которых выполняются по специальным логарифмическим кривым. Расчёты их формы трудоёмки.

Более просты в изготовлении ножи с прямолинейным крылом, установленным под углом стреловидности  $\varepsilon$  к плоскости диска (отогнуты назад). Это снижает энергозатраты и ударность нагрузок на нож, но увеличивает его длину, снижает прочность. Оптимальный угол стреловидности  $\varepsilon = 60^\circ$ . Простые прямые ножи с углом стреловидности  $\varepsilon = 90^\circ$  (неотогнутые) применять нецелесообразно из-за динамичности нагрузок, забивания, непостоянства рыхления и повышения энергоёмкости процесса.

Минимальная длина крыла 65 мм, оптимальная - 100 мм. Радиус загиба не менее 30 мм.

### **14. Число дисков на валу барабана**

На каждом диске крепят одинаковое число левых и правых ножей.

$$z = \frac{B}{2b} \quad (3.1)$$

На каждом диске крепят одинаковое число левых и правых ножей. Ножи на дисках размещают так, чтобы обеспечить незначительные колебания крутящего момента (рис.3.2).

При обосновании параметров лезвия Г-образного ножа добиваются резания со скольжением, чтобы уменьшить нагрузку на лезвие, улучшить очистку его от растительных остатков и снизить динамические нагрузки рабочего органа и машины в целом. Добиваются этого установлением прямолинейного крыла под углом стреловидности к плоскости диска или придания стойке и лезвию Г-образного ножа криволинейной формы. Логарифмическая спираль лучше всего отвечает комплексу требований, предъявляемых к пространственной форме лезвия Г-образного ножа. Обоснование конфигурации и расчёт параметров криволинейного ножа

подробно даны в работах.

Для снижения динамических нагрузок и нейтрализации неравномерности разворачивающих барабан закручивающих моментов, нарушающих устойчивость движения агрегата, следует размещать ножи на развёртке барабана по одной из схем, приведённых в работах.

Этим условиям наиболее полно удовлетворяет размещение ножей по винту (спирали) с числом заходов, равным числу ножей на диске, причем начало первой винтовой линии должно совпадать с концом второй винтовой линии на противоположной части барабана. Кроме того, половины барабана должны иметь разное направление спирали (правое и левое), а ножи необходимо располагать равномерно по всей окружности.

Для сравнения: нож фрезы ФПУ-2,8 радиусом  $R=0,17$  м, шириной  $b=0,065$  м, толщиной  $\delta_1=0,005$  м имеет угол установки  $\gamma=35^\circ$ , угол  $\varepsilon_0=60^\circ$ , угол заточки  $i=15^\circ$ , заточка наружная.

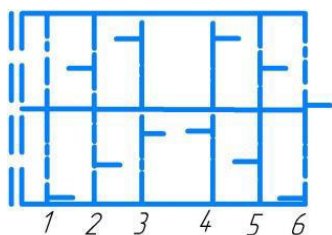


Рисунок 3.2 - Размещение ножей на развёртке барабана фрезы

### **15. Форма кожуха барабана фрезы**

После выбора основных параметров фрезы приступают к ее проектированию, в частности, рассчитывают передачу от ВОМ до фрезерного барабана при известных частотах вращения ВОМ трактора и фрезы. Как правило, при ширине захвата фрез до 2...2,5 м привод осуществляется через центральный конический и боковой цилиндрический редукторы. Редукторы выбирают по передаточному отношению, частоте вращения и мощности.

### **16. Силовой расчёт фрез**

Мощность, затрачиваемая на передвижение фрезы,

$$N = \pm V_n P_x / 102 \quad (3.2)$$

где  $\pm P_x$  - горизонтальная составляющая суммарного тягового сопротивления фрезы, которую можно определить графически по схеме сил, действующих на фрезу (рис.3.3).

На фрезу в профильной проекции действует сила веса  $G$ , проходящая через центр тяжести, и сила  $R_H$  сопротивления резанию одновременно находящимися в почве ножами. Точка приложения силы  $R_H$  находится на половине глубины обработки почвы.

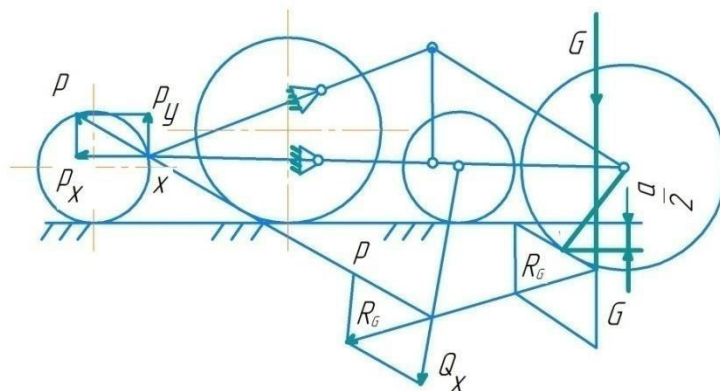


Рисунок 3.3 - Схема сил, действующих на фрезу

Суммированием сил  $G$  и  $R_n$  находится сила  $R_G$ , которая раскладывается на две составляющие:  $P$  и  $Q_k$ . Сила  $Q_k$  наклонена под углом  $\varphi$ , зависящим от сопротивления почвы перекачиванию. Сила  $P_{xy}$  проходит через мгновенный центр вращения системы  $\pi$  и является результирующей всех сил, действующих на фрезу в вертикальной плоскости. Горизонтальная составляющая этой силы  $P_x$  при прямом направлении вращения фрезы направлена вперед, при обратном - назад, что в формуле (3.2) отражено знаками плюс и минус.

#### Занятие 4. Расчёт зубовой бороны

Практикой установлена длина зуба

$$L = (2 \div 2,5)h, \text{ мм} \quad (4.1)$$

где  $h$  - глубина боронования.

При расстановке зубьев на раме бороны необходимо учитывать следующие требования:

- 1) каждый зуб должен проводить самостоятельную бороздку;
- 2) бороздки по всей ширине захвата должны находиться на равных расстояниях одна от другой;
- 3) сила тяги для обеспечения устойчивости хода бороны должна проходить через след центра тяжести и быть направлена под углом  $18...20^\circ$  к горизонту.

Во всех схемах борон зубья на раме располагают по прямым, наклонным к линии тяги (рис.4.1).

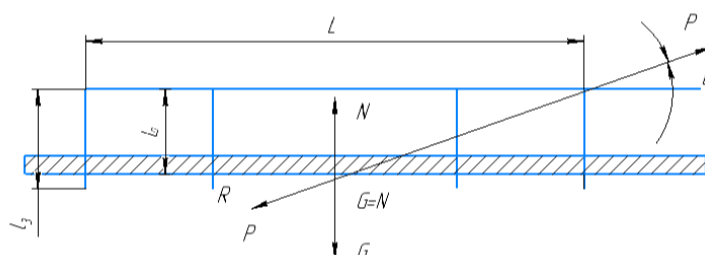
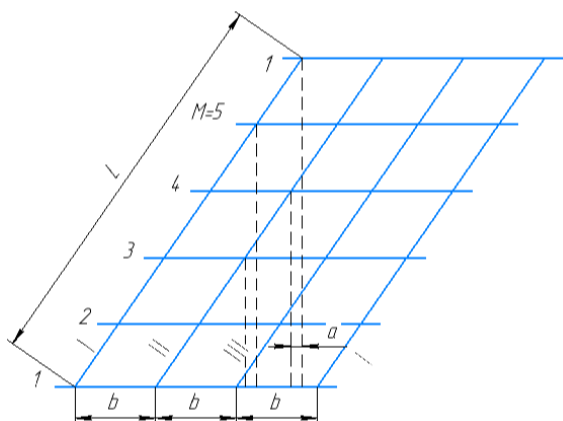


Рис 4.1 Зубовое поле бороны и силы, действующие на бороны

Обозначим через  $t_1$  шаг междуследия,  $L$  - полную длину наклонной линии,  $K$  - число линий (ходов);  $M$  - число зубьев по длине  $L$ .

$$b = M \times a; \quad t_1 = (M-1) \times K \times a. \quad (4.2)$$

Формул (4.1), (4.2) достаточно для построения зубового поля.

Для легких посевных борон ширину междурядья  $a$  принимают равной 30, для средних (по массе) - 40...50 и для тяжелых - 50...80 мм. Расстояние  $b$  принимают равным для легких борон приблизительно 150 мм, средних - 200...250 мм, тяжелых - 250...400 мм.

Число поперечных планок  $M$  не должно совпадать или быть кратным числу ходов  $K$ . Несоблюдение этого условия приведёт к тому, что одну и ту же бороздку будут проводить два и более зуба.

Ширина захвата одной секции

$$B = a \times n, \text{ мм} \quad (4.3)$$

Отношение длины бороны  $H$  к ее ширине  $B$  обычно равно 1:3.

Тяговое сопротивление бороны зависит от числа зубьев:

$$P = n \times k, \quad (4.4)$$

где  $k$  - сопротивление одного зуба, в среднем, по опытным данным,  $k=9,8...14,7$  Н (1...1,5 кгс) для легких,  $k=21,56...24,50$  Н (2...2,5 кгс) для средних и  $k=39,2...49,0$  Н (4...5 кгс) для тяжелых борон.

При проектировании новой бороны вес

$$G-N = P \times \sin \alpha, \text{ Н} \quad (4.5)$$

где  $\alpha$  - угол между направлением силы тяги и горизонтальной плоскостью;  
 $N$  - выталкивающая сила, зависящая от затупления и скошенности концов зуба.

## Занятие 5. Выбор параметров дисковых рабочих органов

Характер деформации и перемещений почвы под воздействием сферических дисков зависит от размера и кривизны дисков, угла их установки в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Основными геометрическими параметрами сферических дисков (рис.5.1), характеризующими действие дисков на почву, являются диаметр диска  $D$ ; радиус кривизны  $R$ ; угол атаки  $\alpha$  (угол установки диска к направлению движения агрегата); угол наклона  $\beta$ ; центральный угол  $2\varphi$  дуги окружности в сечении диска экваториальной плоскостью; задний угол  $\varepsilon$ ; угол резания  $\omega$ ; угол  $i$  заострения режущей кромки диска.

Выбор значений перечисленных параметров не может быть произвольным, так как они связаны между собой зависимостями и для них по каждой группе дисковых рабочих органов существуют выработанные практикой пределы.

Диаметр диска  $D$  выбирают из условия устойчивого выполнения технологического процесса:

$$D = k \times a, \text{ мм} \quad (5.1)$$

где  $k$  - коэффициент, зависящий от вида технологического процесса; выбирается из таблицы 5.1

Таблица 5.1 - Коэффициент  $k$  и углы  $\alpha$ ,  $\varphi$  и  $\varepsilon$  типах дисковых орудий

| Орудия             | $k=D/a$ | Угол $\alpha$ , град | Угол $\varphi$ , град | Угол $\varepsilon$ , град |
|--------------------|---------|----------------------|-----------------------|---------------------------|
| Дисковые плуги     | 3...4   | 40...45              | 31...37               | 5...10                    |
| Луцильники:        |         |                      |                       |                           |
| несимметричные     | 4...6   | 30...45              | 32...37               | 3...5                     |
| симметричные       | 6...8   | 35                   | 26...32               | 3...5                     |
| Бороны:            |         |                      |                       |                           |
| полевые и садовые  | 4...6   | 15...20              | 22...26               | <0                        |
| болотные (тяжелые) | 3...6   | 10...20              | 22...26               | >0                        |

В экваториальном сечении вертикального диска соотношение между углами соответствует теоретическим:

$$\alpha - \varepsilon = \varphi + i = \omega \quad (5.2)$$

Но диск работает только нижней частью. В горизонтальном сечении на расстоянии  $a$  от дна борозды  $z = a$ , где и происходит резание углы искажаются (задний угол  $\varepsilon_a$ , угол резания  $\omega'_a$ ), но соотношение сохраняется:

$$\alpha - \varepsilon_a = \omega_a \quad (5.3)$$

Задний угол  $\varepsilon$  не должен быть отрицательным, его рекомендуемые значения  $\varepsilon_a$  приведены в таблице 5.1.

Принимая нужное значение коэффициента  $k=D/a$ , из уравнения гиперболы (сечение конуса плоскостями, параллельными его оси) находим экваториальный угол резания (по данным Г. Н. Синеокова):

$$\omega = \arctg(k \times \tg \omega_a) / (2\sqrt{K-1}) \quad (5.4)$$

Наклон дисков на угол  $\beta$  учитывается приближённо:

$$\omega = \arctg(k \times \tg \omega_a \times \cos \beta) / (2\sqrt{K-1}) \quad (5.5)$$

По выбранному углу заострения  $i$  определяем экваториальный угол  $\varphi$ :

$$\varphi = \omega - i \quad (5.6)$$

Радиус кривизны диска находим из формулы:

$$R = D/2 \times \sin \varphi \quad (5.7)$$

Радиус кривизны дисков борон выбирают из соотношения:

$$R = \frac{D}{k} \sqrt{\frac{k-1}{\sin^2 \alpha} + (0,5k - 1)^2} \quad (5.8)$$

Расчетные размеры дисков округляют до ближайших значений, установленных стандартом.

Толщину сферических дисков определяют из эмпирической зависимости  $\delta = 0,008 D$  (мм); для особо тяжелых условий работы – из зависимости  $\delta = 0,008 D + 1$  (мм).

Лезвие затачивают со стороны выпуклой поверхности диска, со стороны

вогнутой поверхности – только у дисков, устанавливаемых на тяжелых боронах. Угол заточки  $\lambda = 10 \dots 20^\circ$ .

Параметры вырезов вырезных дисков по кромке лезвия равны:  $E = 3B/2$ , высота выреза  $C = D/8$ , число вырезов 8, форма округлая.

Оптимальные параметры и углы установки дисков зависят от типа машины (табл.5.2).

Таблица 5.2 - Параметры и углы установки дисков различных дисковых орудий

| Наименование орудия | Глубина обрабо, см | Диаметр дисков, мм | Угол $\alpha$                              | Угол $\beta$        | Расстояние между дисками | Высота гребешков, см |
|---------------------|--------------------|--------------------|--|---------------------|--------------------------|----------------------|
| Дисковые плуги      |                    |                    | $40 \dots 45^\circ$                        | $15 \dots 25^\circ$ |                          | $\leq 0,4a$          |
| Дискаторы           | 18                 | 510-610            | $0 \dots 30^\circ$                         | $15 \dots 20^\circ$ | 100                      | $\leq 0,4a$          |
| Луцильники          | 15                 | 510-610<br>450     | $35 \dots 45^\circ$<br>$10 \dots 35^\circ$ | 0<br>0              |                          | $\leq 0,5a$          |
| Бороны полевые      | 6-10               | 450-500            | 10-22                                      | 0                   | 165...180                |                      |
| Бороны садовые      | до 14              | 560                | $15 \dots 25$                              | 0                   |                          |                      |
| Болотные бороны     | до 25              | 560-660            | $10 \dots 20$                              | 0                   | 230...280                |                      |

### **Расстановка дисков**

Дисковые плуги имеют наклонную ось вращения дисков, поэтому профиль дна борозды несколько отличается от профиля дна после прохода луцильника (рис.5.1). Особенностью борозд образования дисков является наличие гребешка между соседними бороздками дисков высотой  $c$  (см. рис.5.1), которая зависит от взаимного расположения соседних дисков: расстояния  $b$  между соседними дисками и расстояния между осями их вращения  $e$ .

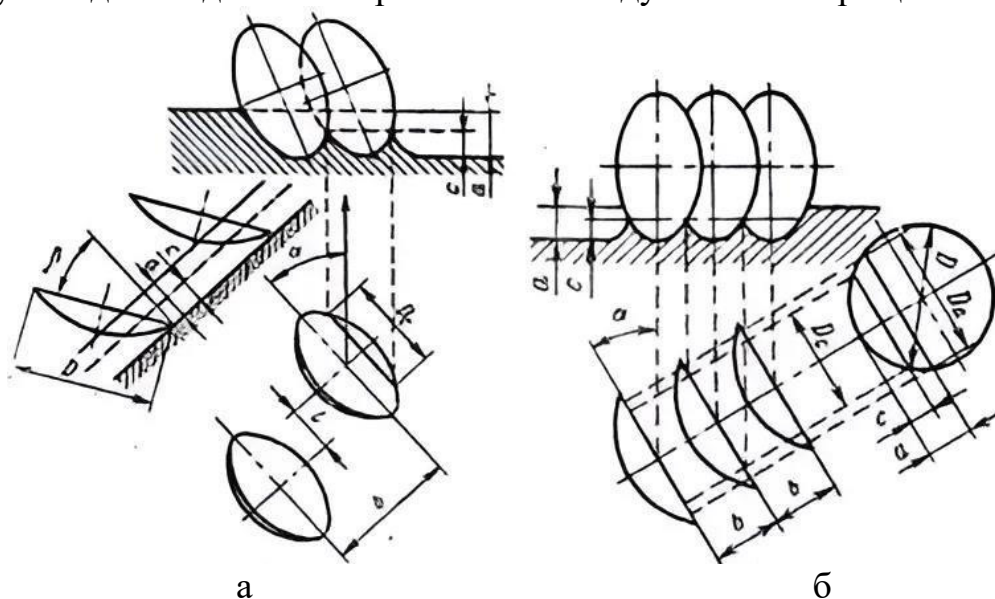


Рисунок 5.1 – Установка дисков и профиль для борозды  
а – дискового плуга; б – дисковой бороны

Геометрическое соотношение между ними получается из проекций на ось х (рис.5.1, а) в виде

$$D_c \times \sin \alpha = b \times \cos \alpha - e \times \sin \alpha, \quad (5.9)$$

где  $D_c$  - длина хорды диска на уровне гребешков.

Хорда  $D_c$  делит радиус диска на отрезки  $C$  и  $(R - C)$ , по закону прямоугольного треугольника

$$(D_c/2)^2 = R^2 - (R - C)^2 \quad (5.10)$$

Для наклонного диска  $c = C - \cos \beta$ . Из (5.13) с учётом (5.10) значение  $b$  в зависимости от высоты получаемых гребешков  $c$  запишется:

$$b = \left( 2 \sqrt{\frac{c}{\cos \beta} \left( D - \frac{c}{\cos \beta} + e \right)} + e \right) * \operatorname{tg} \alpha, \text{ мм} \quad (5.11)$$

Расстояние  $b$  между дисками по горизонтальной оси является важным параметром расстановки дисков, определяющим и высоту гребешков, и устойчивость к забиванию растительными остатками.

При значениях  $e=0$  и  $\beta=0$  формула (5.11) для расстояния между дисками упрощается:

$$b = 2 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{C(D - C)}, \text{ мм} \quad (5.12)$$

Несоблюдение соотношений (5.11) и (5.12) при выборе  $c$  отрицательно сказывается на работе дисков (у луцильников остается неподрезанной часть сорняков и стерни), а при работе дисковых плугов возникают неоднородные условия для развития корневой системы растений.

Высоту гребешков для вертикальных дисков борон и луцильников получим из уравнения (5.15), приняв  $c=0$ :

$$c = \frac{D}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{D^2 - b^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha}, \text{ мм} \quad (5.13)$$

Отсюда следует: чем больше угол атаки, тем меньше высота гребня. Оптимальное значение высоты гребня при пахоте должно быть  $c < 0,4a$ , при лущении  $c < 0,5a$ .

Важным параметром у батарей борон (см. рис.5.1) является расстояние  $b$  между дисками на валу. Во избежание заклинивания пласта, отдельных глыб, комков почвы между дисками размер  $b$  (см. рис.5.1, б) принимают больше глубины хода дисков, т.е.  $b > 1,5a$ .

## РАЗДЕЛ 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОСЕВНЫХ МАШИН

Проектирование и технологический расчет сеялки или посевного агрегата включает следующие пункты:

- Определение усилия на штоке гидроцилиндра при переводе рабочих органов сеялки (посевного агрегата) из рабочего положения в

транспортное;

- Изучение устойчивости хода сошника сеялки по глубине;
- Расчет тягового сопротивления сошников посевного агрегата;
- Кинематическое и динамическое исследования;
- Определение рабочей длины катушки высевающего аппарата;
- Технологический расчет сеялки (посевного агрегата).

На практических занятиях предлагается рассмотреть первые три пункта

### **Занятие 6. Определения усилия на штоке гидроцилиндра при переводе рабочих органов сеялки из рабочего положения в транспортное**

Силы, действующие на рабочие органы сельскохозяйственных машин и органы их управления, делят на активные силы и силы сопротивления.

Активными называют силы, обеспечивающие движение звеньев механизма или всей машины, например усилие на штоке гидроцилиндра.

Силы сопротивления – это силы, которые препятствуют движению звеньев или всей машины, например сила тяжести машины при подъеме из рабочего положения в транспортное.

При решении некоторых задач приходится определять усилия, которые необходимо приложить для перемещения звеньев или всей машины, или определить активную силу, необходимую для преодоления сил сопротивления. Эта задача в общем курсе теории механизмов и машин решается методом Н. Е. Жуковского с построением плана скоростей. Г. Д. Терсков предложил свой метод, классификация которого представлена в виде схем (рис. 6.1).

В четырехзвеннике различают следующие виды звеньев:

- кривошипы – звенья, имеющие постоянный центр вращения, соединенные каким-либо звеном;
- шатуны – звенья, не имеющие постоянного центра вращения, т.е. активная сила приложена на любом участке;
- стойки – неподвижные звенья или опоры.

Ведущим называют звено, к которому приложены активные силы, ведомым – звено, к которому приложены силы сопротивления.

По этому методу искомая активная сила определяется по формуле:

$$S = M_c / L n i , \quad (6.1)$$

где  $M_c$  – момент от сил сопротивления.

$$M_c = \sum N_i h_i , \quad (6.2)$$

$h_i$  – плечо силы сопротивления  $N_i$  (это перпендикуляр из центра вращения звена, к которому приложена сила  $N_i$  на направление действия этой силы);

$L$  – плечо активной силы  $S$  (перпендикуляр из центра вращения звена, к которому приложена сила  $S$  на направление этой силы);

$\eta$  – КПД механизма, (0,88-0,95);

$i$  – передаточное отношение механизма.



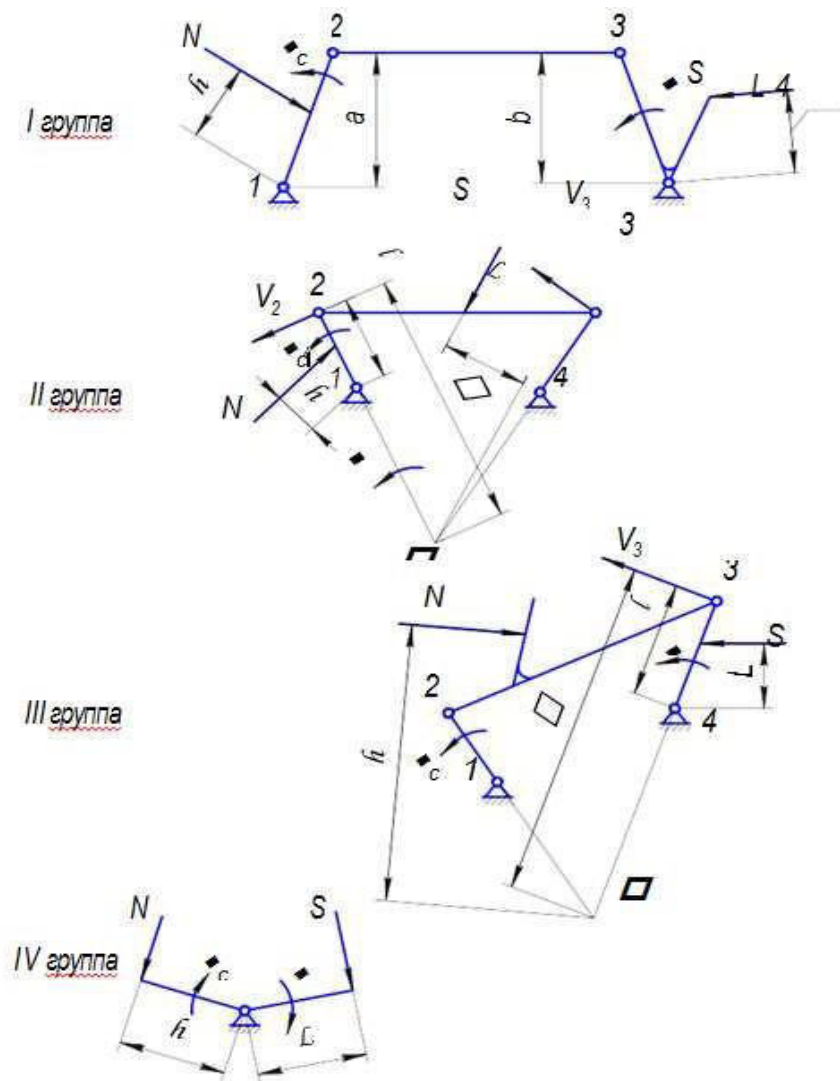


Рисунок 6.1 - Группы механизмов

По способу определения передаточных отношений, существующие элементарные механизмы Г. Д. Терсков разделил на четыре группы. Группа механизмов зависит от того, какое звено является ведущим, а какое ведомым.

1. Если ведущим звеном является один из кривошипов, а ведомым другой кривошип четырехзвенника, то механизм относится к первой группе.

В этом случае

$$I = \frac{w}{w_c} = \frac{a}{b}, \quad (6.3)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения ведущего звена,  $c^{-1}$ ;

$\omega_c$  – угловая скорость вращения ведомого звена,  $c^{-1}$ ;

$a$  – перпендикуляр на шатун из центра вращения ведомого звена, м;

$b$  – перпендикуляр на шатун из центра вращения ведущего звена, м.

2. Если ведущим звеном является шатун, а ведомым один из кривошипов, то механизм относится ко второй группе.

В этом случае:

$$I = L/\lambda, \quad (6.4)$$

где  $L$  – длина ведомого звена;

$\lambda$  – расстояние от шарнира, соединяющего ведущее и ведомое звенья,

до мгновенного центра вращения шатуна  $\pi$ , расположенного на пересечении перпендикуляров к скоростям конечных точек шатуна, м.

3. Если ведущим звеном является один из кривошипов, а ведомым – шатун, то механизм относят к третьей группе.

В этом случае

$$I = L/\lambda \quad (6.5)$$

где  $L$  – длина ведущего звена;

$\lambda$  – расстояние от шарнира, соединяющего ведущее и ведомое звенья, до мгновенного центра вращения шатуна  $\pi$ , расположенного на пересечении перпендикуляров к скоростям конечных точек шатуна, м.

4. Если ведущие и ведомые звенья жестко связаны между собой, то механизм относят к четвертой группе, в этом случае ведущее и ведомое звенья вращаются с одинаковой угловой скоростью или  $I = 1$ .

Встречаются случаи, когда ведущее и ведомое звенья связаны между собой не простейшим четырехзвенным механизмом, а сложной кинематической цепью, тогда:

$$I = I_1 \cdot I_2 \cdot \dots \cdot I_n, \quad (6.6)$$

где  $I_1, I_2, \dots, I_n$  – передаточные отношения элементарных четырехзвенников, входящих в кинематическую цепь.

Поэтому, для определения общего передаточного отношения необходимо выявить из сложного механизма простейшие четырехзвенники, определить их группы и подсчитать их передаточные отношения. Произведение полученных передаточных отношений отдельных четырехзвенников определит передаточное отношение механизма в целом. При определении передаточных отношений встречаются промежуточные механизмы, не нагруженные внешними силами. В промежуточных механизмах ведущим называют звено, которое первым воспринимает действие активной силы, а ведомым – звено, которое первым воспринимает действие силы сопротивления.

Согласно варианту задания на курсовое проектирование, выданного преподавателем, вычертить на ватмане формата А1 в удобном масштабе (1:4, 1:10) схему механизма сеялки или агрегата в транспортном и в рабочем положениях. Для этого необходимо воспользоваться параметрами механизмов, приведенных в таблице 6.1 для транспортного положения сеялки или агрегата, а обозначения параметров таблицы 6.1 указаны на рисунках 6.2, 6.3.

Для размещения схемы на листе, ссылаясь на рисунке 2, необходимо выбрать начало координат некую точку М и провести оси координат Х и У. Для проектирования сеялки типа СЗ-3,6 или СЗУ-3,6 начало координат приходится на центр основного вала, приводимого во вращение

гидроцилиндром через кулак М-В.

Далее находятся положения точек А, F и N. Из этих точек соответствующими радиусами проводятся дуги, на пересечении которых находятся точки В, С, D. Из точки N радиусами  $L_7$  и  $L_8$  проводятся дуги, на конце которых расположены дисковые сошники диаметром  $d$ . Поверхность почвы располагается от нижней точки сошников на высоте  $h_{тр}$ .

Для построения схемы посевного агрегата, АУП, ссылаясь на рисунок 3, также необходимо выбрать начало координат в точке О, провести оси координат X и Y. В этом случае началом координат является нижняя поперечная балка рамы посевного агрегата. Затем из точек А и В проводятся соответствующие дуги радиусами  $S_{min}$ ,  $L_1$  и  $L_2$ . Точки С и F являются центрами опорных колес.

Далее достраивается передняя часть рамы с точкой К и задняя секция с точками М, N и Р.

Далее по схеме необходимо определить размеры всех звеньев, участвующих в перемещении сошниковой группы и привести данные в виде таблицы 6.1, пример которой показан ниже.

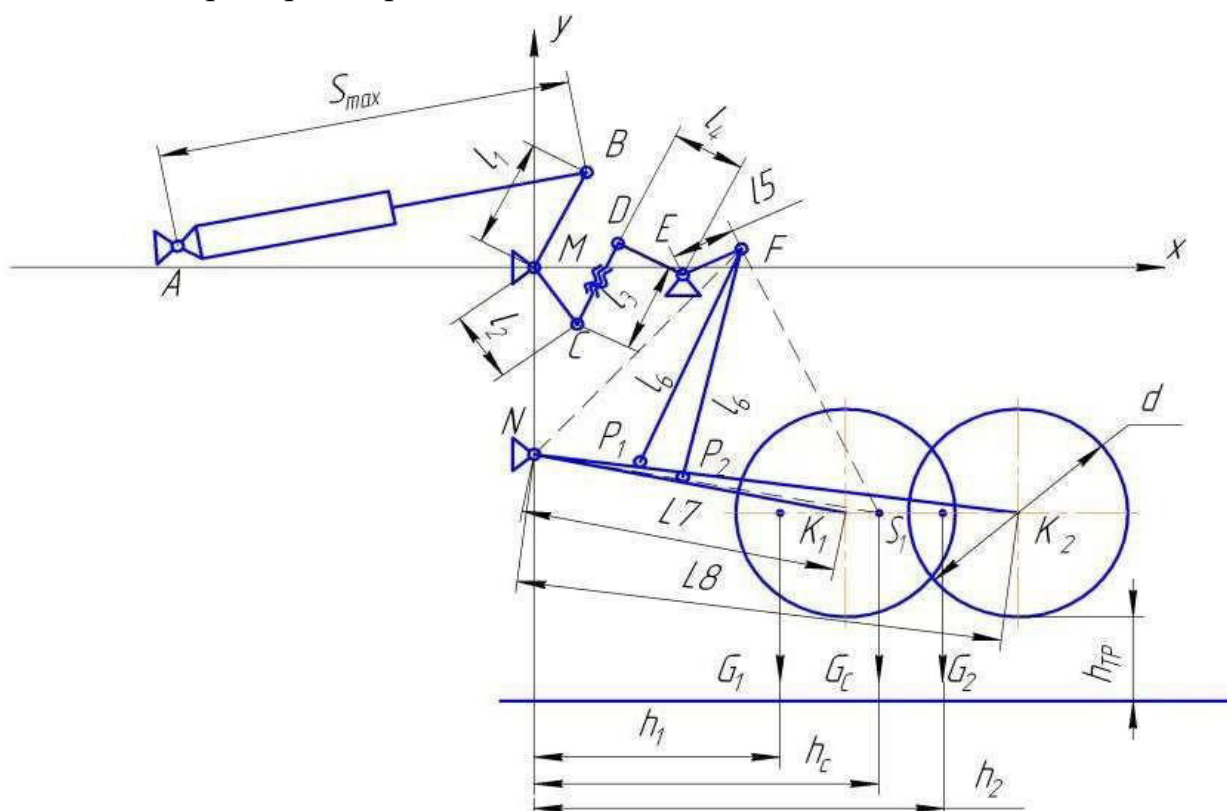


Рисунок 6.2 - Схема механизма подъема сошников сеялки СЗ в транспортном положении

Таблица 6.1 - Параметры механизмов сеялок АУП-18 и СЗ-36

| Показатели                                  | Обозначение<br>(рис. 2)          | СЗ-3,6<br>СЗУ-3,6 (мм) | Показатели                                 | Обозначение<br>(рис. 3) | АУП-18<br>(мм) |
|---|----------------------------------|------------------------|--|-------------------------|----------------|
| Координаты крепления гидроцилиндра на снице | ХА<br>УА                         | - 620<br>20            | Координаты крепления гидроцилиндра на раме | ХА<br>УА                | 700<br>40      |
| Координаты первичного круглого вала         | Х <sub>м</sub><br>У <sub>м</sub> | 0<br>0                 | Координаты опоры перемещения колес         | ХВ<br>УВ                | 1400<br>70     |
| Координаты квадратного вала                 | ХЕ<br>УЕ                         | 220<br>- 20            | Координаты переднего опорного колеса       | ХС<br>УС                | - 550<br>- 170 |
| Координаты точки подвеса нажимных штанг     | ХФ<br>УФ                         | 360<br>5               | Координаты шарнира поводка колеса          | ХК<br>УК                | - 700<br>380   |
| Диаметр дисковых сошников                   | d                                | 350                    | Диаметр опорных и транспортных колес       | d1                      | 900            |
| Длина гидроцилиндра                         | S MAX<br>S MIN                   | 700<br>500             | Диаметр прикатывающего катка               | d2                      | 500            |
| Координаты точки крепления сошников         | ХN<br>УN                         | 0<br>- 350             | Длина гидроцилиндра                        | S MAX<br>S MIN          | 750<br>500     |
| Размер звена М-В                            | L1                               | 150                    | Длина сошника                              | Н                       | 520            |
| Размер звена М-С                            | L2                               | 100                    | Размер звена Е-В                           | L1                      | 210            |
| Размер звена С-Д                            | L3                               | 145                    | Размер звена В-Ф                           | L2                      | 650            |
| Размер звена Д-Е                            | L4                               | 95                     | Размер звена М-Н                           | L3                      | 950            |
| Размер звена Е-Ф                            | L5                               | 140                    | Размер                                     | L4                      | 200            |
| Размер нажимных штанг                       | L6                               | 410- 440               | Размер                                     | L5                      | 600            |
| Размер короткого поводка                    | L7                               | 530                    | Размер (транспортное пол.)                 | L6                      | 2150           |
| Размер длинного поводка                     | L8                               | 850                    | Размер (транспортное пол.)                 | L7                      | 1100           |

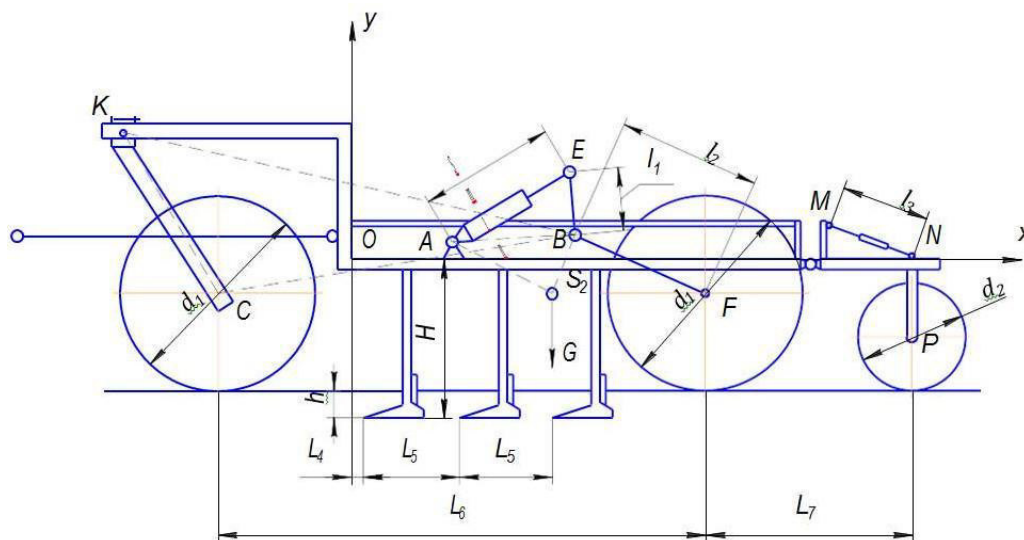


Рисунок 6.3 - Схема механизма посевного агрегата АУП

Таблица 6.2 - Размеры звеньев механизмов сеялки, мм

| Звено        | LM-B | LM-C | LC-Д | L n |
|--------------|------|------|------|-----|
| Размер звена |      |      |      |     |

Принимая во внимание вышеописанный метод Г. Д. Терскова, разбить кинематическую схему механизмов на элементарные и определить количество механизмов, ведущие и ведомые звенья, определить общее передаточное число и момент сопротивления. Данные представить в виде таблицы 6.3, а затем подсчитать активную силу. Элементарные механизмы с размерами вычертить на первом листе.

Таблица 6.3 - Исходные данные для определения силы сопротивления

| Механизмы | Ведущее звено | Ведомое звено | Группа механизмов | Передаточное число | Момент сопротивления |
|-----------|---------------|---------------|-------------------|--------------------|----------------------|
| В-М-С     |               |               |                   |                    |                      |
| и т.д.    |               |               |                   |                    |                      |

## Занятие 7. Расчет устойчивости хода сошников сеялки по глубине (для сеялки СЗ)

Сошник находится в равновесии при выполнении следующего условия:

$$R \cdot m = G \cdot h + Fn = 0, \quad (7.1)$$

где  $R$  – равнодействующая всех сил сопротивления, приложенных к сошнику;

$G$  – сила тяжести сошника вместе с поводком;  $F$  – сила давления пружины на поводок;

$m, h, n$  – плечи сил  $R, G$  и  $F$  относительно оси вращения.

Однако условие (7.1) нарушается ввиду изменения величины и направления силы  $R$ , зависящей от физико-механических свойств почвы и микронеровностей поверхности поля. Так как сила  $R$  за висит от времени нахождения на том или ином участке, то при изменении силы сошник стремится занять такое положение, при котором условие (7.1) соблюдается. Например, при увеличении силы  $R$  сошник будет углубляться, что приведет к увеличению

давления пружины  $F$  до величины, необходимой для восстановления равновесия (рис. 7.1):

$$F = F_0 + k \cdot x, \quad (7.2)$$

где  $F_0$  – сила предварительного сжатия пружины, кН;

$k$  – жесткость пружины, кН/м;

$x$  – величина деформации пружины.

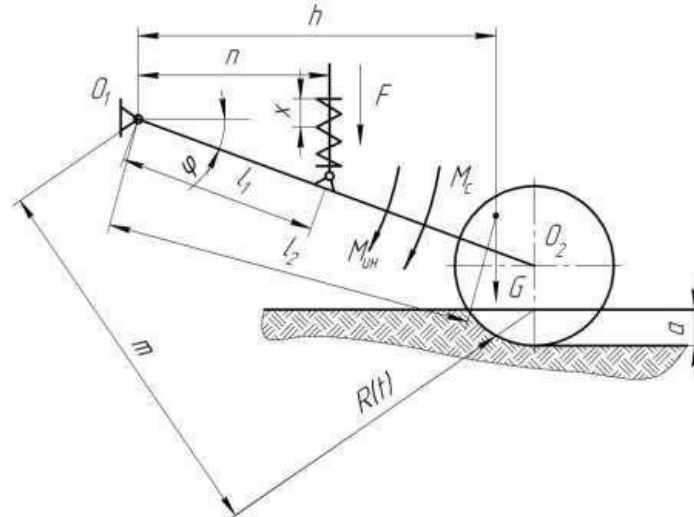


Рисунок 7.1 - Силы, действующие на дисковый сошник

Таким образом, сошник находится под действием момента возмущающих сил, который сообщает сошнику угловое ускорение (так как сошник вращается только относительно точки  $O_1$ ). При нарушении равновесия уравнение примет вид:

$$R(t) \cdot m - G \cdot h - F \cdot n = I \cdot \left( \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right), \quad (7.3)$$

где  $I$  – момент инерции сошника с поводком относительно оси вращения  $O_1$ , кг·м·сек<sup>2</sup>;

$\varphi$  – угол отклонения сошника от положения равновесия, град.

Текущее значение угла наклона поводка

$$\varphi(t) = \varphi_0 + \varphi, \quad (7.4)$$

где  $\varphi_0$  – начальное равновесное значение угла наклона поводка.

В уравнении (7.3) не учтен момент от силы сопротивления почвы вертикальным перемещением сошника. Этот момент можно считать пропорциональным скорости поворота сошника

$$M = b \left( \frac{d\varphi}{dt} \right), \quad (7.5)$$

где  $b$  – коэффициент пропорциональности.

Момент сопротивления  $M_c$  всегда действует в сторону, противоположную перемещению сошника.

$$R \cdot (t) \cdot m - G \cdot h - F \cdot n = I \cdot \left( \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) + b \cdot \left( \frac{d\varphi}{dt} \right), \quad (7.6)$$

Сила  $F$  в уравнении (7.2) выражается через угловое колебание сошника  $\varphi$ . Тогда деформацию пружины определим

$$X = 2L_0 * \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right), \quad (7.7)$$

Так как для малых углов  $\sin \varphi \approx \varphi$ , то

$$F = F_0 + k \cdot L_0 \cdot \varphi, \quad (7.6)$$

Тогда уравнение (7.6) примет вид:

$$R * (t) * m - G * h - F * n = I * \left(\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right) + b * \left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + K * L_0 * \varphi * n \quad (7.8)$$

Введем следующие обозначения:  $d = I \cdot \gamma$ ;  $\frac{k \cdot L_0 \cdot n}{I} = \omega^2 \gamma$  имеет значение и размерность  $(2-3) \text{ с}^{-1}$ , тогда имеем:

$$\left(\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right) + \gamma \left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + \omega^2 = \frac{R(t) * n - Gh - F_0 * n}{I} \quad (7.9)$$

Так как сила  $R(t)$  постоянно изменяется, то нельзя указать, какую величину и какое направление она будет иметь в каждый следующий момент времени. Поэтому аналитическое решение уравнения (7.9) трудно выполнимо, так как оно относится к типу случайных. Если предположить, что сила  $R(t)$  изменяется по гармоническому закону с частотой  $p$  в секунду, то решение упрощается.

Допустим, что:

$$R(t) = R_0 + R_1 \cos pt, \quad (7.10)$$

где  $R_0$  – среднее значение силы сопротивления;

$R_1$  – переменная составляющая силы сопротивления.

Тогда уравнение (7.11) можно записать так:

$$\left(\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right) + \gamma \left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + \omega^2 \varphi = \frac{R_1 * m * \cos pt}{I} \quad (7.11)$$

$$\varphi_0 = \frac{R_1 * \cos pt}{I \sqrt{(\omega^2 - p^2) + \gamma^2 p^2}} \quad (7.12)$$

Анализируя уравнения (7.11) и (7.12) можно заключить:

✓ возрастание силы  $G$  или  $F_0$  сопровождается увеличением глубины ходасошника, так как растет сила  $R_0$ ;

✓ увеличение момента инерции сошника улучшает устойчивость его хода.

Для четных вариантов пользуясь данными таблицы 7.1 построить график  $\varphi_0 = f(k)$ . Для  $p = 0$  и  $\cos pt = 1$  уравнение (7.10) можно упростить

По исходным данным заполнить таблицу 4

Таблица 7.1 – Данные для расчета сошника

| $R_l, \text{ Н}$ | $I, \text{ кг} \cdot \text{ м} \cdot \text{ с}^2$ | $k, \text{ Н/м}$ | $\varphi_0, \text{ град}$ |
|------------------|---|------------------|---------------------------|
| 10               | 0,7   | 2000             |                           |
| 11               | 0,72  | 3000             |                           |
| 12               | 0,74  | 4000             |                           |
| 13               | 0,76  | 5000             |                           |

Для нечетных вариантов необходимо воспользоваться данными таблицы 7.2 и построить график  $\varphi_0 = f(I)$ . Принять  $p = \omega$  и  $\cos pt = 1$  при этом уравнение

(7.11) упрощается до следующего вида

$$\varphi_0 = \frac{R_1 \cdot m}{\sqrt{I \cdot L_0 \cdot k \cdot n}} \quad (7.12)$$

Графики предлагаемых зависимостей строятся со схемой положения сошниковой группы в рабочем положении (ориентировочный масштаб 1:5).

Определить по углу колебания пределы заделки семян по глубине и соответствие его с АТТ.

Таблица 7.2 Данные для расчета сошника

| R <sub>1</sub> , Н | k, Н/м | γ, с-1 | I, Н м с2 | φ <sub>0</sub> , град |
|--------------------|--------|--------|-----------|-----------------------|
| 12                 | 3300   | 2,5    | 5         |                       |
| 13                 | 3500   | 2      | 7         |                       |
| 14                 | 3700   | 2,5    | 9         |                       |
| 15                 | 3500   | 2      | 11        |                       |

### **Занятие 8. Расчет тягового сопротивления сошников (для посевного агрегата АУП)**

Расчет тягового сопротивления сошников проводится при проектировании посевных агрегатов типа АУП-18. Для такого расчета, прежде всего, необходимо приложить к сеялке все внешние силы

Когда сеялка находится в рабочем положении, вся масса ее опирается на передних колес и на задние прикатывающие катки в это время транспортные колеса перекатываются по почве. В момент, когда сеялка переходит из рабочего положения в транспортное, пара транспортных колес за счет гидроцилиндра подкатывается под агрегат по поверхности почвы. В этом положении нагрузка снимается с задних опорных катков, и основной вес агрегата передается на транспортные колеса. В этот момент на сеялку действуют следующие внешние силы (рис. 8.1):

R<sub>ТЯГ</sub> – тяговое усилие;

G<sub>М</sub> – сила тяжести агрегата;

R<sub>1</sub> – опорная реакция на оба транспортных колеса;

R<sub>2</sub> – реакция на оба опорных колеса;

T<sub>КАЧ</sub> – сила сопротивления перекатыванию колес;

T<sub>ПОД</sub> – сила сопротивления подъему рабочих органов;

X = n · x<sub>i</sub> – горизонтальная составляющая сопротивления сошников, (n – число сошников); Y = n · x<sub>i</sub> – вертикальная составляющая сопротивления сошников. Тяговое усилие приложено в точке крепления дышла агрегата к раме. Искомое тяговое усилие R<sub>ТЯГ</sub>, необходимое для преодоления всех вышеуказанных сопротивлений, определится из условий равновесия сил.



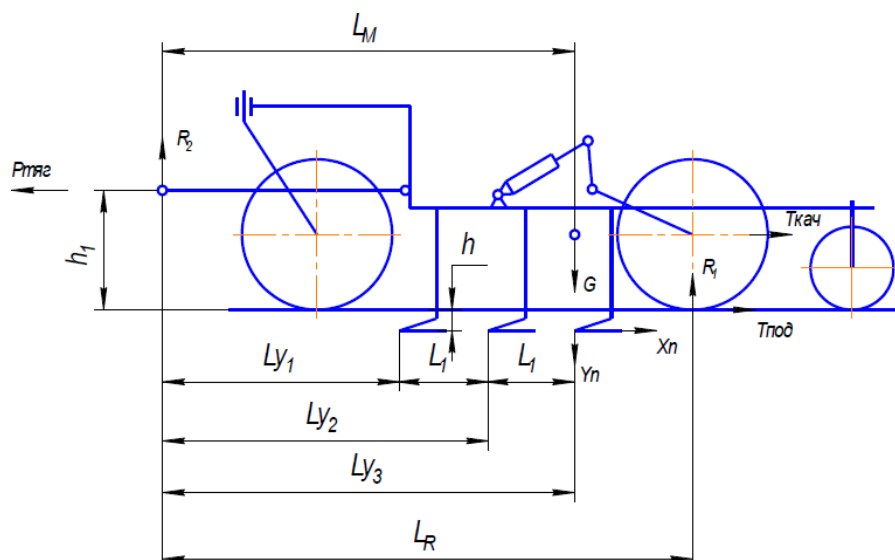


Рисунок 8.1 - Схема действия сил на агрегат АУП-18 во время подъёма

Проектируя все действующие в этот момент силы на горизонтальную ось, получим:

$$P_{\text{тяг}} = T_{\text{кач}} + n \cdot x_i + T_{\text{под}} \quad (8.1)$$

Сопротивление перекачиванию колес  $T_{\text{кач}}$  определится из следующего выражения:

$$T_{\text{кач}} = \mu^1 \cdot R_1, \quad (8.2)$$

где  $\mu^1$ -коэффициент сопротивления качению, принимаем равным 0,25

Опорную реакцию  $R_1$  находим из уравнения моментов сил относительно точки А:

$$R_1 = \left( \frac{1}{L_R} \right) [G_m \cdot L_m \sum n_i \cdot \gamma_i \cdot L_{\gamma-i} - n \cdot x_i (h_1 - d/2) - T_{\text{под}} \cdot h_1] \quad (8.3)$$

Подставив значение  $R_1$  в уравнение (8.2) и имея в виду значение (8.3) после некоторых преобразований получим:

$$P_{\text{тяг}} = \frac{[G_m \cdot L_m + \sum n_i \cdot x_i \cdot \gamma_i \cdot L_{\gamma 1}] + n \cdot x_i [1 - \mu^1 (h_1 - d/2) / L_R] + T_{\text{под}} [1 - \mu^1 (h_1 - d/2) / L_R]}{L_R}, \quad (8.4)$$

где  $x_i$  и  $y_i$  – составляющие сопротивления, действующие на один сошник;  
 $n$  – общее число сошников на сеялке;  $n_i$  – число сошников в одном ряду;  
 $h$  – глубина хода сошников, см;  $T_{\text{под}}$  – принимается 2500 Н.

Рассчитать  $P_{\text{тяг}}$ , сравнить с табличным значением и подобрать трактор.

В транспортном положении агрегат движется с поднятыми сошниками, и тяговое усилие преодолевает только одно сопротивление перекачиванию ходовых колес:

$$P_{\text{тяг}} = \frac{\mu^1 \cdot G_m \cdot L_M}{L_R} \quad (8.5)$$

Схема действующих сил вычерчивается вместе со схемой положения сошниковой группы в рабочем положении (ориентировочный масштаб 1:10).

При определении  $R_{\text{ТЯГ}}$  по выражению (8.5) предварительно вычислим значение члена  $\sum n_i y_i L_{y1}$ .

Для трехрядного размещения сошников ( $k = 3$ ) будем иметь

$$\sum n_i y_i L_{yi} = (n_1 \cdot L_{y1} + n_2 \cdot L_{y1} + n_3 L_{y1} + n_2 \cdot L + 2n_3 L) \cdot y_i \quad (8.6)$$

или

$$\sum n_i y_i L_{yi} = [n_1 \cdot L_{y1} + (n_2 + 2n_3)L] \cdot y_i \quad (8.7)$$

Имея в виду, что  $y_i = m x_i$ , получим окончательно

$$\sum n_i y_i L_{yi} = [n_1 \cdot L_{y1} + (n_2 + 2n_3)L] \cdot m \cdot x_i, \quad (8.8)$$

где  $n_2$  и  $n_3$  – число сошников соответственно во втором и третьем рядах;

$L_{y1}$  – расстояние по горизонтали от точки опоры переднего колеса до первого ряда сошников;

$L$  – расстояние между соседними рядами сошников,

$m$  – соотношение между горизонтальной и вертикальной составляющими сил сопротивления сошника, принимается равным 0,46.

Тяговое сопротивление одного сошника  $R_{xi}$  можно определить по формуле В. П. Горячкина:

$$R_{xi} = 1,1 \cdot k \cdot a \cdot b \quad (8.9)$$

где  $k$  – удельное сопротивление почвы,  $\text{кН/м}^2$ ;

$b$  – ширина захвата сошника, (25 см);

$a$  – глубина хода сошника, см.

Базовые размеры АУП-18 приведены в таблице 8.1

Таблица 8.1 - Базовые размеры АУП-18

| Обозначение | Размер, мм |
|-------------|------------|
| LM          | 3450       |
| $L_{y1}$    | 2120       |
| $L_{y2}$    | 2770       |
| $L_{y3}$    | 3420       |
| LR          | 3550       |
| $h1$        | 620        |
| $d1$        | 900        |

### РАЗДЕЛ 3.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАШИН ДЛЯ ХИМИЧЕСКОЙ БОРЬБЫ С ВРЕДИТЕЛЯМИ И БОЛЕЗНЯМИ РАСТЕНИЙ

Борьба с вредителями и болезнями сельскохозяйственных растений ведется преимущественно химическим способом, при котором ядохимикаты в мелкораспыленном виде наносятся на вегетативные органы сельскохозяйственных растений, сорняков или вносятся в почву. Химические вещества, применяемые для борьбы с вредителями и болезнями растений,

подразделяются на инсектициды, фунгициды и гербициды.

Инсектициды применяются для борьбы с вредными насекомыми, фунгициды - для борьбы с возбудителями болезней сельскохозяйственных растений и гербициды - для уничтожения сорных растений. По химическому действию различают три вида инсектицидов: кишечные, или яды внутреннего действия (мышьяковистые соединения, препараты фтора, бария и др.); яды контактного внешнего действия (препараты никотина, гексахлорана и др.) и фумиганты (хлорпикрин, углеводород и др.). Инсектициды и фунгициды применяют методом опрыскивания, опыливания, газификации, протравливания, а также аэрозольным способом.

При опрыскивании из ядохимиката готовят водный раствор, суспензию или эмульсию, которые подаются на вегетативные органы растений в тонкораспыленном состоянии. Мельчайшие капельки рабочей жидкости плотно прилипают к поверхности растений и хорошо удерживаются на ней. После испарения воды на поверхности растений остается тонкий равномерный слой ядохимиката. Рабочая ядовитая жидкость в зависимости от назначения может состоять из одного или нескольких не реагирующих между собой химикатов.

Машины, предназначенные для опрыскивания растений рабочей ядовитой жидкостью, называются опрыскивателями. Они нашли широкое применение в сельском хозяйстве. Для сокращения расхода воды и затрат труда и энергии для опрыскивания используют более концентрированные рабочие жидкости, что значительно повышает эффективность применения опрыскивателей.

При опыливании химическое вещество подается на растение в пылеобразном состоянии и покрывает вегетативные органы растений тонким слоем ядохимиката.

Машины, предназначенные для опыления растений, называются опыливателями. Они менее громоздки, чем опрыскиватели, так как, работая без воды, затрачивают меньше труда и механической энергии. Но расход ядохимиката при этом способе борьбы с вредителями и болезнями бывает значительно больше, так как сухой ядохимикат хуже прилипает к поверхности растений.

При фумигации ядовитая жидкость вносится в почву в дозированном количестве, испаряется, распространяется в порах почвы и попадает в организм вредителей через дыхательные органы или поверхностный покров.

Машины, предназначенные для внесения в почву фумигантов, называются фумигаторами. При аэрозольном способе борьбы с вредителями и болезнями сельскохозяйственных растений раствор ядохимиката и минерального маслатормомеханическим или механическим путем распыляется в мельчайшие капельки, которые образуют туман, оседающий на растениях равномерным слоем. При этом способе расход жидкости бывает значительно меньше, что способствует сокращению трудовых затрат.

При протравливании семенной материал перемешивают с дозированным количеством сухого или жидкого ядохимиката, который покрывает поверхность семян тонким слоем. Машины, предназначенные для протравливания семян, называются протравливателями.

## **Занятие 9. Расчет распыливающих наконечников и поршневых насосов**

### ***Распыливающие наконечники и их расчет***

Опрыскиватели являются наиболее распространенными машинами, предназначенными для химической защиты растений, что объясняется рядом преимуществ способа нанесения на растения жидкого ядохимиката. Яды, наносимые на растения в виде растворов, хорошо прилипают к ним, поэтому расходуются экономичнее, чем при опиливании. Опрыскиванием смесью ядохимикатов можно одновременно обрабатывать растения против двух и более видов вредителей или против вредителей и болезней. Недостатком опрыскивателей является громоздкость их конструкции и быстрый износ деталей, соприкасающихся с агрессивной средой.

В зависимости от способа нанесения распыленной рабочей жидкости на обрабатываемые растения опрыскиватели подразделяют на гидравлические и вентиляторные.

Гидравлические опрыскиватели распыливают рабочую жидкость и наносят ее на растения только под воздействием напора жидкости, создаваемого насосом. Вентиляторные опрыскиватели наносят распыленную под напором насоса жидкость на растения с помощью воздушных потоков, создаваемых вентилятором.

Вентиляторные опрыскиватели являются более компактными и производительными.

Распыливающие наконечники являются самой ответственной частью опрыскивателя, так как от их работы зависит равномерность покрытия растений распыленной жидкостью.

По назначению и устройству распыливающие наконечники разделяют на полевые и садовые.

Полевые наконечники применяют для опрыскивания низкорослых растений (полевых культур, виноградников и т.д.). Они хорошо распыляют жидкость при небольших давлениях (3-5 ат) и дают короткую (1-2 м) струю с широким распылом.

Размер частиц распыленной жидкости в большой степени зависит от угла подъема и площади сечения винтовых каналов распылителя. С уменьшением их уменьшается средний размер частиц жидкости, а также расход жидкости наконечником. В зависимости от этого полевые наконечники подразделяют на обыкновенные и экономичные. Распылители имеют винтовую ленточную нарезку для придания жидкости вращательного движения и лучшего распыления. Распылители плотно вставляют в колпачок; пространство между дном колпачка и концом распылителя называется камерой завихрения, величина которой в наконечниках этого типа постоянная. По конструкции полевые наконечники подразделяются на одинарные, у которых колпачок жестко прикреплен непосредственно к штуцеру штанги, и двойные, состоящие из средней головки, ввинчиваемой в штуцер штанги или в трубку брандспойта, закрытой и открытой головок, винтовой шпильки с затяжной гайкой, двух распылителей и двух колпачков. Крайние головки наконечника можно поворачивать на шпильке и закреплять под различными углами для различного направления распыляемой жидкости. Полевые

наконечники стандартизированы.

Действие наконечников состоит в следующем: жидкость, поданная насосом под давлением в корпус наконечника, проходит через винтовые каналы сердечника и приобретает вращательное движение. Затем она поступает в камеру завихрения, откуда с большой скоростью выбрасывается через выходное отверстие колпачка или диафрагмы наружу и мелко распыливается под действием центробежной силы и удара об окружающий воздух. В результате образуется конусообразный факел мелкораспыленной жидкости.

Расход жидкости через наконечник определяют по формуле

$$Q = s\mu\sqrt{2gH}, \quad (9.1)$$

где  $s$  – площадь выходного отверстия наконечника, м<sup>2</sup>;

$\mu$  – коэффициент (для обычных полевых наконечников  $\mu=0,43...0,47$ , для экономичных  $\mu=0,22...0,25$ );

$g$  – ускорения силы тяжести;

$H$  – напор, создаваемый насосом, мм вод. ст.

Расход жидкого ядохимиката за единицу времени зависит от суммарной площади выходных отверстий рабочих органов и напора жидкости, создаваемого насосом. Расход жидкости при работе опрыскивателя с полевыми наконечниками, имеющими постоянный расход жидкости, определяют по формуле

$$Q = \frac{VBq}{10*60}, \text{ л/ч} \quad (9.2)$$

где  $V$  - рабочая скорость машины, км/ч;

$B$  - ширина захвата машины, м;

$q$  - норма расхода раствора ядохимиката, л/га.

Для определения расхода жидкости опрыскивателями с наконечниками садового типа в предыдущую формулу вводят коэффициент  $\phi$ . Формула принимает вид

$$Q = \frac{VBq}{\phi*10*60} \quad (9.3)$$

Величину  $\phi$  выбирают в пределах 0,5 - 0,7. Этот коэффициент учитывает изменение величины конуса распыла и дальности струи при обработке деревьев.

Норма расхода жидкости должна быть согласована с производительностью насоса.

### ***Расчет поршневого насоса***

Производительность поршневого насоса определяют по формуле

$$q = \frac{\pi d^2}{4} \sin \alpha, \quad (9.4)$$

где  $d$  - диаметр поршня, мм;

$S$  - ход поршня, мм;

$n$  - число двойных ходов поршня в минуту или число оборотов вала

кривошипа в минуту;

$i$  - число цилиндров насоса;

$\alpha$  - коэффициент объемного наполнения насоса, учитывающий разницу между действительной и теоретической подачей жидкости  $\alpha=0,8-0,9$ ).

Мощность, потребную для привода насоса в действие, определяют по формуле

$$N = \frac{Q\gamma H}{60 \cdot 75 \cdot \eta}, \quad (9.5)$$

где  $Q$  - действительная подача жидкости насосом, л/мин;

$\gamma$  - удельный вес жидкости, кг/л;

$H$  - давление в м вод. ст.;

$\eta$  - общий к. п. д. насоса ( $\eta=0,6-0,75$ ).

Высоту распыленной струи опрыскивателей с наконечниками садового типа (брандспойта) определяют по следующей эмпирической формуле:

$$h_1 = d_1 + 5,5 \quad (9.6)$$

дальнобойного

$$h_2 = 4,7d_2 - 0,7, \quad (9.7)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  - диаметры отверстий наконечников, мм.

## **Занятие 10. Расчет параметров опыливателей и протравливателей**

### **Критерии качества опрыскивания**

У всех опрыскивателей рабочая жидкость дробится на капли наконечниками. Вентиляторы дополнительно дробят и транспортируют жидкость или же только транспортируют ее.

Средний диаметр капли - критерий дисперсности распыла жидкости. Он может быть вычислен по формуле:

$$d_k = \frac{d_{сл}}{\sqrt[3]{\frac{4 \sin^3 \alpha}{2 + \cos^3 \alpha - 3 \cos \alpha}}}, \quad (10.1)$$

где  $d_{сл}$  - замеренный диаметр следа капли;

$\alpha$  - угол между касательной к сфере капли в точке ее сечения обрабатываемой поверхностью и самой поверхностью.

Обычно средний размер капель составляет 150 - 300 мкм, а при аэрозольном опрыскивании - 50 - 100 мкм.

Средний диаметр капли - это первый критерий качества работы опрыскивателей.

Степень покрытия каплями обрабатываемой поверхности  $M(\%)$  - второй критерий оценки работы опрыскивателей.

$$M = \frac{100\pi}{4F_0} (d_1^2 n_1 + d_2^2 n_2 + \dots + d_n^2 n_n) = \frac{25\pi}{F_0} \sum d_i^2 n_i, \quad (10.2)$$

где  $d_1; d_2 \dots d_n$  - диаметр следов капли, мкм;

$n_1, n_2 \dots n_n$  - количество капель каждого размера;

$F_0$  - исследуемая площадь, мкм<sup>2</sup>.

Коэффициент эффективного действия капли, равный отношению общей площади эффективного действия к площади, образованной следом капли - третий критерий качества опрыскивания:

$$k_{\text{эф}} = \frac{F_{\text{эф}}}{F_{\text{сл}}} = \frac{(d_{\text{сл}} + 2r)^2}{d_{\text{сл}}^2} \quad (10.3)$$

Площадь следа капли:

$$F_{\text{сл}} = 0,78d_{\text{сл}}^2 \quad (10.4)$$

Площадь эффективного действия капли:

$$F_{\text{эф}} = 0,78(d_{\text{сл}} + 2k)^2 \quad (10.5)$$

где  $k$  - зоны эффективного действия, равная 100 - 200 мкм.

Отсюда степень эффективного покрытия каплями обрабатываемой поверхности

$$M_{\text{эф}} = k_{\text{эф}}M \quad (10.6)$$

С уменьшением размеров капли увеличивается коэффициент эффективного действия.

Мелкокапельное дробление требует высокого давления, но увеличение давления связано с возрастанием потребляемой мощности, увеличением размера и массы гидравлических насосов, что нежелательно как с конструкторской, так и с эксплуатационной точки зрения.

Поэтому для получения мелкокапельного дробления используют насосы низкого давления с частичным дроблением жидкости вентиляторами.

Кроме того, скорость потока рабочей жидкости, распыленной на мелкие капли, падает быстрее по мере удаления от сопла, чем скорость потока жидкости более крупного распыла. Следовательно, мелкокапельное дробление не обеспечивает большую дальность действия опрыскивателя

### ***Малообъемное опрыскивание***

Рабочая жидкость складывается из двух основных компонентов - ядохимиката и воды. Если первый из них - действующий фактор, то вода - это разбавитель и носитель яда. Производительность опрыскивателей и стоимость обработки ими одного гектара посадки непосредственно зависит от расхода воды: чем больше расход, тем ниже производительность и тем выше стоимость работы химической защиты растений.

Особенности малообъемного опрыскивания. Расход воды при опрыскивании колеблется в широких пределах, обычно от 300 до 1000 л/га, при конструктивных возможностях опрыскивателей от 100 до 2000 л/га.

Если повысить концентрацию ядохимиката в рабочей жидкости, то это позволит значительно уменьшить ее расход. Опрыскивание концентрированной жидкостью при уменьшенном ее расходе на гектар посадки (или на одно дерево) называется малообъемным.

Малообъемное опрыскивание может быть только мелкокапельным. Мелкие капли концентрированной ядовитой жидкости лучше проникают

внутрь кроны и хорошо оседают на нижней стороне листьев и дольше удерживаются на ней.

Требование достаточно большой энергии потока рабочей смеси не позволяет ставить на малообъемных опрыскивателях насосы' низкого давления - они оборудуются насосами высокого давления.

### ***Расчет параметров опыливателей***

Опыливатели предназначены для нанесения на растения сухих или увлажненных порошкообразных ядохимикатов. Обработка порошкообразными ядами ввиду большого рабочего захвата опыливателей является менее трудоемким и более производительным по сравнению с опрыскиванием, но имеет существенные недостатки. Из-за слабого прилипания порошка к листьям растений расход ядохимиката при опыливании в 3 - 4 раза больше, чем при опрыскивании.

### ***Расчет параметров протравливателей***

Производительность перемешивающего шнека - основного рабочего органа протравливателя (т/ч) - находят по уравнению:

$$q = 3600F_M V_{\Pi\gamma} \quad (10.7)$$

где

$$F_M = \frac{\pi d^2}{4} k_n v \quad (10.8)$$

$F_M$  - площадь поперечного сечения слоя перемещаемого материала, м<sup>2</sup> ;

$d$  - диаметр шнека, м;

$k_n$  - коэффициент заполнения желоба шнека;

$V$  - коэффициент, учитывающий снижение производительности шнека вследствие его наклона к горизонту;

$V_{\Pi}$  - скорость продольного перемещения материала, м/с;

$\gamma$  - объемная масса материала, кг/м<sup>3</sup> .

Скорость продольного перемещения материала вычисляют по формуле:

$$V_{\Pi} = \frac{sn}{60} \quad (10.9)$$

где  $s$  - шаг витка шнека, м;

$n$  - частота вращения, об/мин.

Средняя скорость движения зерна пшеницы от 0,017 до 0,027 м/с.

При проверке расхода яда протравливателями сначала определяется опытным путем расхода семян при наибольшей их подаче, затем, - также из опыта, - подача ядохимиката. Оба показателя приводятся в соответствие. Отклонение в расходе яда не должно превышать 10% от показателей шкалы регулятора.



## РАЗДЕЛ 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

### Занятие 11. Расчет клиноременной и цепной передачи

#### *Пример расчета клиноременной передачи*

Примем следующие исходные данные:

- потребляемая мощность на ведомом шкиве  $P_2 = 18,6 \text{ кВт} = 18600 \text{ Вт}$ ;
- частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 1615 \text{ мин}^{-1}$ ;
- частота вращения ведомого шкива  $n_2 = 1000 \text{ мин}^{-1}$ .

Схема ременной передачи представлена на рисунке 2.1

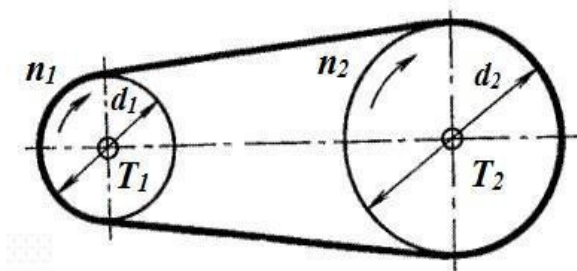


Рисунок 2.1 – Схема ременной передачи

Передаточное число определяется по формуле:

$$U = \frac{n_1}{n_2} \quad (11.1)$$

$$U = \frac{1615}{1000} = 1,61.$$

1. Определяем вращающий момент на валах, Н·м:

– на ведомом:

$$T_2 = 9,55 \frac{P_2}{n_2} \quad (11.2)$$

$$T_2 = 9,55 \cdot \frac{18600}{1000} = 177,63 \text{ Н·м.}$$

– на ведущем:

$$T_1 = \frac{T_2}{U_{\eta}}, \quad (11.3)$$

где  $U = 1,61$  – передаточное число;

$\eta = 0,96$  – КПД передачи.

$$T_1 = \frac{177,63}{1,61 \cdot 0,96} = 114,57 \text{ Н·м.}$$

2. По рекомендациям пособия принимаем сечение ремня  $B$ .

3. Определяем диаметр ведущего шкива, мм:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3}, \quad (11.4)$$

где  $K_d = 4,4$  – коэффициент для клиноременной передачи.

$$d_1 = 4,4 \sqrt[3]{114,57 \cdot 10^3} = 214 \text{ мм.}$$

4. Определяем диаметр ведомого шкива, мм:

$$d_2 = d_1 U \quad (11.5)$$

$$d_2 = 214 \cdot 1,61 = 345,6 \text{ мм.}$$

5. Определяем скорость ремня, м/с:

$$V = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000}, \quad (11.6)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость ведущего вала, рад/с:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$$

Тогда

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 1615}{30} = 169,12 \text{ рад/с,}$$

$$V = \frac{169,12 \cdot 214}{2 \cdot 1000} = 18,1 \text{ м/с.}$$

6. Определяем предварительное значение межосевого расстояния, мм:

$$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad (11.7)$$

где  $h = 10,8$  мм – высота сечения ремня, мм.

$$a_{min} = 0,55(214 + 345,6) + 10,8 = 318,6 \text{ мм.}$$

Учитывая компоновочную схему привода, принимаем минимальное межосевое расстояние  $a_{min} = 780$  мм.

7. Определяем длину ремня:

$$L_p = 2a_{min} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a_{min}} \quad (11.8)$$

$$L_p = 2 \cdot 780 + \frac{\pi}{2}(214 + 345,6) + \frac{(345,6 - 214)^2}{4 \cdot 780} = 2444,6 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартную длину ремня  $L_p = 2500$  мм.

8. Определяем окончательное значение межосевого расстояния, мм:

$$a = 0,25 \left[ (L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y} \right] \quad (11.9)$$

Значения  $w$  и  $y$  определяются по следующим формулам:

$$w = 0,5\pi(d_1 + d_2) \quad (11.10)$$

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 \quad (11.11)$$

Тогда

$$w = 0,5\pi(214 + 345,6) = 879,03 \text{ мм,}$$

$$y = 0,25(345,6 - 214)^2 = 4329,6 \text{ мм}^2,$$

$$a = 0,25 \left[ (2500 - 879,03) + \sqrt{(2500 - 879,03)^2 - 8 \cdot 4329,6} \right] = 807,8$$

мм.

## 2 Пример расчета цепной передачи

Примем следующие исходные данные:

- крутящий момент на ведомой звездочке  $M = 100000$  Н·мм;
- угловая скорость на ведущем элементе передачи  $\omega = 120$  рад/с;
- передаточное число  $U = 5$ .

Схема цепной передачи представлена на рисунке 11.2.

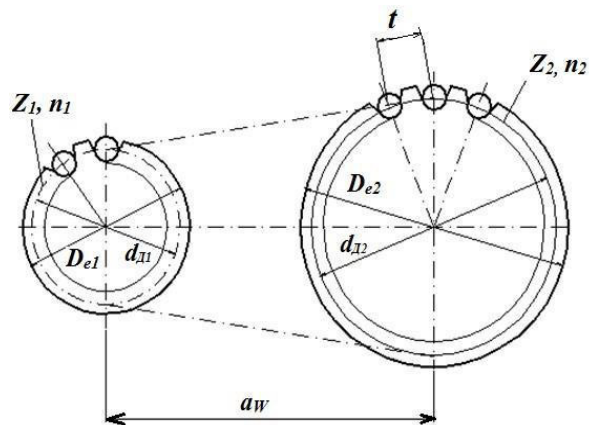


Рисунок 11.2 – Схема цепной передачи

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь таблица 11.1.

Число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 = 31 - 2U \quad (11.12)$$

$$z_1 = 31 - 2 \cdot 5 = 21.$$

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 U \quad (11.13)$$

$$z_2 = 21 \cdot 5 = 105.$$

Тогда фактическое передаточное число

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1} \quad (11.14)$$

$$U_\phi = \frac{105}{21} = 5.$$

Отклонение

$$\Delta = \frac{U + U_\phi}{U} 100\% \quad (11.15)$$

$$\Delta = \frac{5+5}{5} 100\% = 0.$$

что допустимо, т. к. отклонение не должно превышать 3 %.

Расчетный коэффициент нагрузки

$$K_\Sigma = k_d k_a k_n k_p k_{cm} k_\pi \quad (11.16)$$

где  $k_d = 1$  – динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

$k_a = 1$  – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния при  $a_w = (25-50)t$ ;

$k_n = 1$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона линии центров к горизонту при автоматическом регулировании натяжения цепи;

$k_p = 1$  – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи, в данном случае – при автоматическом регулировании;

$k_{cm} = 0,8$  – коэффициент, учитывающий способ смазки;

$k_\pi = 1$  – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи, в данном случае – 1 смена.

Тогда

$$K_\Sigma = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8.$$

Примем крутящий момент ведущей звездочки  $T_{вед.зв} = 20000$  Н·мм.

Для определения шага цепи нужно знать допускаемое давление  $[p]$  в шарнирах цепи. Жавление  $[p]$  задано в зависимости от частоты вращения

ведущей звездочки и шага  $t$ . Поэтому для расчета величину  $[p]$  принимают ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения  $n_1 = 1145,916 \text{ мин}^{-1}$ . Среднее значение допускаемого давления примем  $[p] = 16,416 \text{ МПа}$ .

Тогда шаг цепи определим по формуле

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вед.зв}} K_{\varepsilon}}{Z_1 [p]}} \quad (11.17)$$

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 0,8}{21 \cdot 16,416}} = 10,1 \text{ мм.}$$

Подбираем цепь ПР-12,7–18,2 по ГОСТ 13568–97, имеющую  $t = 12,7 \text{ мм}$ , разрушающую нагрузку  $Q = 18,2 \text{ кН}$ , массу  $q = 0,75 \text{ кг/м}$ ,  $A_{\text{он}} = 39,6 \text{ мм}^2$ .

Скорость цепи

$$V = \frac{21 \cdot 12,7 \cdot 1145,916}{60 \cdot 103} = 5,094 \text{ м/с.}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{T_{\text{вед.зв}} \cdot W_{\text{вед.зв}}}{V} \quad (11.18)$$

$$F_t = \frac{20000 \cdot 120}{5094} = 471,14 \text{ Н.}$$

Давление в шарнире

$$p = F_t \frac{K_{\varepsilon}}{A_{\text{он}}} \quad (11.19)$$

$$p = 471,14 \frac{0,8}{39,6} = 9,51 \text{ МПа.}$$

Допускаемое давление

$$[p] = [p'] [1 + 0,01(z_1 - 17)] \quad (11.20)$$

$$[p] = 16,41 [1 + 0,01(21 - 17)] = 17,07 \text{ МПа.}$$

В этой формуле  $[p'] = 16,416 \text{ МПа}$  – табличное значение допускаемого давления при  $n_1 = 1145,92 \text{ мин}^{-1}$  и  $t = 12,7 \text{ мм}$ .

Условие  $p < [p]$  выполнено.

Число звеньев цепи

$$L_t = 2a_t + 0,5Z_{\varepsilon} + \frac{D_2}{a_t} \quad (11.21)$$

$$a_t = \frac{a_{\omega}}{t} = 40 \quad (11.22)$$

$$Z_{\varepsilon} = Z_1 + Z_2 \quad (11.23)$$

$$Z_{\varepsilon} = 21 + 105 = 126.$$

$$D_2 = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{105 - 21}{2 \cdot 3,14} = 13,75.$$

Тогда

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 126 + \frac{13,75}{40} = 147,46.$$

Округляем до четного числа:  $L_t = 148$ . Межосевое расстояние цепной передачи составит:

$$a_{\omega} = 0,25t(L_t - 0,5Z_{\varepsilon} + \sqrt{2(L_t - 0,5Z_{\varepsilon}) - 8D_2}) \quad (11.24)$$

$$a_{\omega} = 0,25 \cdot 12,7 \left( 148 - 0,5 \cdot 126 + \sqrt{2(148 - 0,5 \cdot 126) - 8 \cdot 13,75} \right) = 511,5$$

$$a_{\omega} = 511,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_{\omega} = 512 \text{ мм}$ .

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность

уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т. е. приблизительно на 2 мм.

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек по формулам:

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} \quad (11.25)$$

$$d_{д1} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{21}\right)} = 85,2 \text{ мм.}$$

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} \quad (11.26)$$

$$d_{д2} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{105}\right)} = 424,53 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек по формулам:

$$D_{e1} = t \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} + 0,7 \right) - 0,31d_1 \quad (11.27)$$

$$D_{e1} = 12,7 \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{21} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 8,51 = 90,5 \text{ мм,}$$

$$D_{e2} = t \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} + 0,7 \right) - 0,31d_1 \quad (11.28)$$

$$D_{e1} = 12,7 \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{105} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 8,51 = 430,5 \text{ мм,}$$

где  $d_1 = 8,51$  мм – диаметр ролика цепи.

Силы, действующие на цепь:

– окружная:  $F_t = 471,14$  Н;

– от центробежных сил:

$$F_V = qV_2 = 0,75 \cdot 5,0942 = 19,46 \text{ Н,}$$

где  $q = 0,75$  кг/м – масса одного метра цепи;

– от провисания:

$$F_f = 9,81k_fqa_w, \quad (11.29)$$

где  $k_f = 6$  – коэффициент влияния наклона оси центров цепи.

$$F_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 0,512 = 22,6 \text{ Н.}$$

Расчетная нагрузка на валы

$$F_B = F_t + 2F_f, \quad (11.30)$$

$$F_B = 471,143 + 2 \cdot 22,6 = 516,34 \text{ Н.}$$

Коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_tK + F_V + F_f}, \quad (11.31)$$

где  $K = 1$  – динамический коэффициент, учитывающий изменение нагрузки.

$$S = \frac{18,2 \cdot 103}{471,143 \cdot 1 + 19,462 + 22,602} = 35,46.$$

Это больше, чем нормативный коэффициент запаса  $[S] = 10,35$  следовательно, условие прочности  $S > [S]$  выполнено.

## Занятие 12. Прочностные расчеты элементов механического привода

### Пример расчета сварного соединения

Примем следующие исходные данные:

- сварное соединение трубы с плитой, выполненное путем обварки по контуру;
- диаметр трубы  $d = 160$  мм, катет углового шва  $k = 10$  мм;
- на соединение действуют: крутящий момент  $T = 15$  кН·м, изгибающий момент  $M = 10$  кН·м, растягивающая сила  $F = 5$  кН;
- материал трубы: сталь Ст 3 ( $\sigma_T = 220$  МПа), сварка ручная электродом марки Э42, нагрузка статическая.

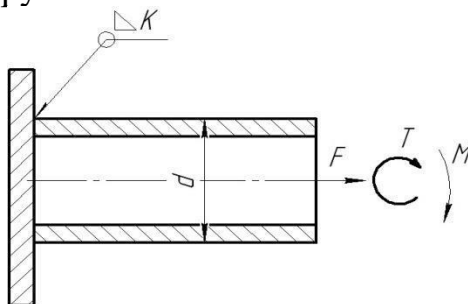


Рисунок 12.1 – Схема таврового соединения трубы с плитой угловым швом

Определяем допускаемые напряжения для основного металла:

$$[\sigma_p] = (0,6 - 0,8)\sigma_T, \quad (12.1)$$

$$[\sigma_p] = (0,6 - 0,8)220 = 132 - 176 \text{ МПа.}$$

Для дальнейших расчетов принимаем среднее значение для сварного шва  $[\sigma_p] = 154$  МПа:

$$[\tau] = 0,6[\sigma_p], \quad (12.2)$$

$$[\tau] = 0,6 \cdot 154 = 92,4 \text{ МПа}$$

Находим значения напряжений от действия  $F$ ,  $T$  и  $M$  по следующим формулам:

$$\tau_F = \frac{F}{0,7k\pi d^2} = \frac{5 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 160^2} = 1,42 \text{ МПа,}$$

$$\tau_T = \frac{2T}{0,7k\pi d^2} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 160^2} = 53,3 \text{ МПа,}$$

$$\tau_M = \frac{4M}{0,7k\pi d^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 160^2} = 71,05 \text{ МПа.}$$

Так как напряжения  $\tau_F$ ,  $\tau_T$  и  $\tau_M$  в сечении сварочного шва взаимно перпендикулярны, то суммарное напряжение составит:

$$\tau_\Sigma = \sqrt{(\tau_F + \tau_M)^2 + \tau_T^2}, \quad (12.3)$$

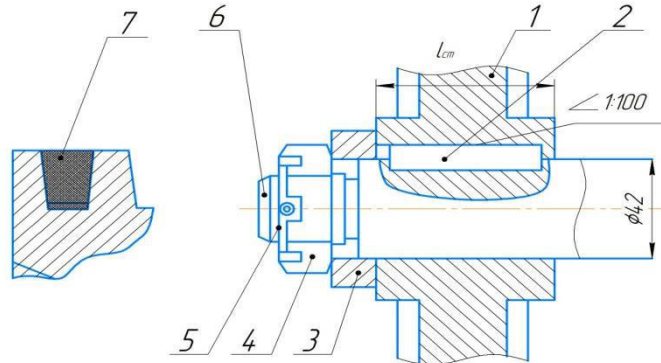
$$\tau_\Sigma = \sqrt{(1,42 + 71,05)^2 + 53,3^2} = 89,96.$$

Полученное суммарное напряжение  $\tau_\Sigma = 89,96 \leq 92,4$  МПа. Следовательно, условие прочности выполняется и сварное соединение выдержит приложенную нагрузку.

Расчет закончен.

### Пример расчета шпоночного соединения

Чугунный шкив диаметром  $d_{\text{ш}} = 224$  мм клиноременной передачи соединен с валом диаметром 42 мм с помощью клиновой шпонки (рисунок 2.4). Длина ступицы  $l_{\text{ст}} = 70$  мм, окружную силу на шкиве примем равной  $F_t = 2,5$  кН. Материал шпонки – сталь Ст 5, вала – сталь Ст 45, шкива – чугун СЧ 15, коэффициент трения  $f = 0,17$ . Необходимо подобрать размеры шпонки и определить предельный вращающий момент.



1 – шкив; 2 – шпонка клиновая врезная; 3 – втулка распорная;  
4 – гайка; 5 – шплинт; 6 – вал; 7 – ремень клиновой

Рисунок 12.2 – Схема шпоночного соединения

1. Определим передаваемый ременной передачей вращающий момент по формуле

$$T = \frac{F_t d_{\text{ш}}}{2}, \quad (12.4)$$

2. По диаметру вала  $d = 42$  мм выбираем согласно ГОСТ 24068–80 призматическую клиновую шпонку размерами  $b = 12$  мм,  $h = 8$  мм. Длину шпонки выбираем на 5 мм меньше ступицы:

$$l = l_{\text{ст}} - 5 \text{ мм}, \quad (12.5)$$

$$l = 70 - 5 = 65 \text{ мм}.$$

Принимаем согласно стандарту  $l = 63$  мм.

3. Проверяем выбранные размеры шпонки по напряжениям смятия путем определения допускаемого напряжения для наиболее слабого материала деталей, каким является материал ступицы из чугуна СЧ 15, для которого предел прочности  $\sigma_B = 320$  МПа. С учетом коэффициента безопасности  $S = 1,5-2,0$  допускаемое напряжение на смятие

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_B}{S} \quad (12.6)$$

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{320}{1,5 - 2,0} = 160 - 213 \text{ МПа}$$

При фактической длине шпонки  $l = 63$  мм рабочее (действительное) напряжение

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{12T \cdot 10^3}{bl_p(b + 6fd)}, \quad (12.7)$$

что меньше допустимого значения  $[\sigma_{\text{см}}] = 160 - 213$  МПа.

Следовательно, выбранное шпоночное соединение соответствует

критериям работоспособности и обеспечит передачу вращающего момента через шкив.

### **Пример расчета фрикционной муфты**

Проектирование фрикционной муфты проводят по следующей схеме.

После расчета диаметра вала  $d_v$  на прочность по ГОСТ 6636–69 выбирают наружный диаметр фрикционных дисков, принимая его  $D_H = (3–6) d_v$ . Внутренний диаметр дисков  $D_{BH}$  выбирают по диаметру вала  $d_v$  с учетом ступенчатой конструкции вала (рисунок 2.5).

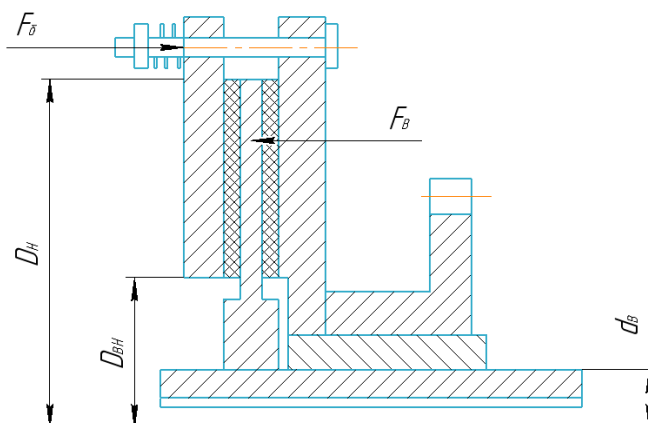


Рисунок 12.3 – Конструктивные размеры предохранительной муфты

Число пар поверхностей трения

$$Z = \frac{8M_{пр} \cdot 10^6}{\pi(D_H^2 - D_{BH}^2)D_{ср}[p]f_0}, \quad (12.8)$$

где  $M_{пр}$  – момент предохранения, кН·м;

$D_H$ ,  $D_{BH}$ ,  $D_{ср}$  – наружный, внутренний и средний диаметр фрикционных дисков, мм;

$[p]$  – допускаемое давление на трущихся поверхностях, МПа;

$f_0$  – коэффициент трения покоя материала фрикционного диска, принимаем равным 0,3–0,8.

Рекомендуемые материалы и их механические характеристики приведены в таблице 12.1

Таблица 12.1 – Механические характеристики фрикционных пар

| Материал фрикционной пары | Условия работы | Коэффициент трения покоя $f_0$ | Допускаемое давление на трущихся поверхностях $[p]$ , МПа | Рабочая температура, °С |
|---------------------------|----------------|--------------------------------|---|-------------------------|
| Сталь–сталь               | Со смазкой     | 0,08                           | 0,60–0,80   | 250                     |
| Сталь–бронза              |                | 0,05                           | 0,40  | 150                     |
| Сталь–текстолит           |                | 0,10                           | 0,50–0,60   | 100                     |
| Сталь–асбест              | Без смазки     | 0,30                           | 0,25–0,30   | 250                     |
| Сталь–металлокерамика     |                | 0,80                           | 0,30  | 550                     |
| Сталь–металлокерамика     | Со смазкой     | 0,80                           | 0,30  | 550                     |



Осевая сила сжатия пружин

$$F_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}}{f_0 z R}, \quad (12.9)$$

где  $R$  – приведенный радиус кольца трения, мм.

Приведенный радиус кольца трения  $R$  муфты

$$R = \frac{D_H^3 - D_{BH}^3}{3(D_H^2 - D_{BH}^2)}. \quad (12.10)$$

Диаметр расположения центров гнезд под пружины, мм:

$$D_0 = \frac{D_H - d_B}{2} + (2 - 4). \quad (12.11)$$

Необходимое количество пружин  $m$  можно определить по формуле

$$m = \frac{\pi D_0}{d_{\text{отв}} - \Delta l_{\text{min}}} \quad (12.12)$$

где  $d_{\text{отв}}$  – диаметр отверстия в муфте, мм;

$\Delta l_{\text{min}} = 15\text{--}25$  мм – конструктивный зазор.

$$d_{\text{отв}} = D_{\text{п}} + 2\Delta 2_{\text{min}} \quad (12.13)$$

где  $D_{\text{п}}$  – наружный диаметр пружины сжатия дисков фрикционной пары, мм;

$\Delta 2_{\text{min}} = 0,3\text{--}0,7$  мм – установочный зазор.

Конструктивные параметры фрикционной муфты при установке пружин представлены на рисунке 2.6.

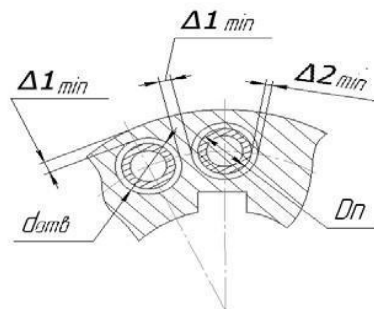


Рисунок 12.4 – Конструктивные параметры фрикционной муфты при установке пружин

Также пружину можно выбрать из справочника, задать число рабочих витков (4–12) и провести расчет как для кулачковой муфты.

Расчет закончен.

### **Пример расчета пружины сжатия**

Для расчета пружины сжатия исходные данные определяются из условий работы: рабочего перемещения  $h$ , мм (для фрикционной муфты  $h=0$ ), наибольшей рабочей нагрузки  $P_2$ , Н, и наружного диаметра  $D_{\text{н}}$ , мм.

Основные размеры и характеристики пружины представлены на рисунке 12.5

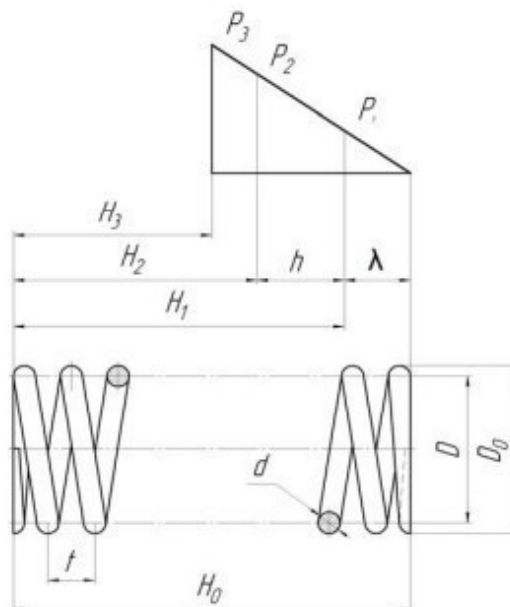


Рисунок 12.5 – Основные размеры и характеристики пружины

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к пружине и режимам нагрузки, выбирают материал и определяют допустимые напряжения кручения  $[\tau_k]$ , МПа, модуль упругости первого рода  $E$  и модуль упругости второго рода (сдвига)  $G$ .

Модули  $G$  и  $E$  связаны следующей зависимостью:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.14)$$

где  $\nu$  – коэффициент Пуассона (для стальной проволоки можно принять равным  $G = 0,384E$ ).

Диаметр проволоки определяют из условия прочности по формуле:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k_\tau P_3 D}{[\tau_k]}}, \quad (12.15)$$

где  $k_\tau$  – коэффициент, определяемый по следующей зависимости:

$$k_\tau = \frac{4C+2}{4C-3}, \quad (12.16)$$

где  $C$  – индекс пружины, определяемый как  $C = \frac{D_0}{d}$ .

Индекс  $C = 8-16$  при  $d \leq 0,5$ ,  $C = 6-10$  при  $d > 0,5$ .

Осевую податливость одного витка  $\lambda$  (осадку при действии силы в 1 Н) определяют по формуле

$$\lambda = \frac{8C^3}{Gd}, \quad (12.17)$$

Пружину устанавливают в муфту с предварительной деформацией (сжатием) с усилием  $P_1$ , длина пружины в этом положении определяется по формуле

$$H_1 = H_0 - \lambda_1, \quad (12.18)$$

Длина пружины при действии наибольшей рабочей нагрузки  $P_2$  определяется по формуле

$$H_2 = H_0 - \lambda_2, \quad (12.20)$$

где  $\lambda_2 = \lambda_1 + h$ .

Если ход пружины задан в виде перемещения подвижных частей

муфты, то необходимое число витков

$$H = \frac{h}{\lambda(P_2 - P_1)} \quad (12.21)$$

Полное число витков

$$n_1 = n + (1,5-2,0) \quad (12.22)$$

Дополнительные 1,5–2,0 витка предназначены для поджатия с целью создания опорных поверхностей пружины.

Шаг пружины  $t$  находится в зависимости от наибольшей осадки пружины:

$$t = d + \frac{(1,1-1,2)H_3}{n} \quad (12.23)$$

Длина проволоки, необходимой для изготовления пружины, определяется по зависимости

$$L \approx 3,2D_0n \quad (12.24)$$

При этом угол подъема витка ненагруженной пружины  $\alpha$  должен составлять не более  $6^\circ-9^\circ$ .

## 2 ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ КОНТРОЛЬ ОСТАТОЧНЫХ ЗНАНИЙ

Промежуточной аттестацией по дисциплине «Проектирование технологического оборудования для механизированных сельскохозяйственных работ» является зачет в 7 (8) семестре, проводится в традиционной форме.

Студент допускается к зачету по дисциплине в случае выполнения им учебного плана по дисциплине: выполненной и защищенной расчетно-графической работе. Зачет проводится в устной форме по билетам. Преподавателю предоставляется право задавать студентам дополнительные вопросы, а также, помимо теоретических вопросов, давать задачи и примеры, связанные с курсом. При проведении зачета могут быть использованы технические средства.

Список вопросов для подготовки к зачету представлен ниже.

1. Характеристика и содержание процесса проектирования. Общие понятия и определения.
2. Эволюция методов проектирования.
3. Исследование проектной ситуации (методы поиска идей, накопление и свертывание информации, выбор схемных решений).
4. Использование патентной информации при изучении, анализе и разработке технологий и технических средств в сельском хозяйстве.
5. Унификация и нормализация деталей, узлов и агрегатов.
6. Образование производных машин.
7. Сокращение номенклатуры машин.
8. Блочно-модульный принцип конструирования.
9. Общие правила и характеристика процесса конструирования.
10. Служебное назначение машины и технические требования. Характеристика процесса и приемов конструирования.
11. Компонование и выбор силовой схемы (основные правила, методика, примеры).
12. Конструирование сборочных единиц. Основные понятия технологического процесса сборки машин.
13. Методы сборки.
14. Разработка технологического процесса сборки.
15. Организация сборки.
16. Сборка типовых узлов машин.
17. Требования к технологичности конструкции сборочных единиц (требования и показатели технологичности, обеспечение технологичности при проектировании).
18. Методы обеспечения технологичности сборки.
19. Характеристика достижения точности сборки.
20. Сборочные размерные цепи и их свойства.
21. Основы расчета размерных цепей.
22. Размерные цепи типовых сборочных единиц.
23. Размерные цепи сборочных единиц технологических машин.
24. Расчет размерных цепей.
25. Базирующие поверхности деталей. Базы.
26. Точность механической обработки деталей машин.

27. Конструктивное обеспечение технологичности детали. Назначение допусков размеров и шероховатостей поверхностей.
28. Виды и содержание стандартов.
29. Стандарты ЕСКД.
30. Виды изделий.
31. Виды конструкторских документов.
32. Стадии разработки.
33. Комплектность конструкторских документов.
34. Характеристика конструкторских документов.
35. Основные требования к рабочим чертежам. Правила выполнения.
36. Общие положения и рекомендации по выполнению чертежей деталей.
37. Технические требования на чертежах деталей машин.
38. Допуски и посадки типовых соединений.
39. Обоснование технических требований на чертежах типовых деталей машин.
40. Методика и примеры размерного анализа машин при проектировании.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Игнатенко И.В. Практикум по дисциплине «Машины для возделывания сельскохозяйственных культур» / И.В. Игнатенко, Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, 2017. – 158 с.
2. Трубилин С.К. Теоретические основы в агроинженерии: методические указания для выполнения курсового проекта /Е. И .
3. Трубилин С. К. Папуша. – Краснодар: Кубанский ГАУ, 2019. – 71 с.  
Е.И. Трубилин, В.А. Абликов, А.Н. Лютый, Л.П. Соломатина  
Сельскохозяйственные машины (конструкция, теория и расчет) Часть 1: учебное пособие / кгау, 2-е издание перераб. И дополн. Краснодар, 2008. 200 с.
4. Авраменко П. В. Проектирование сельскохозяйственной техники. Курсовое проектирование : учебнометодическое пособие / сост.: П. В. Авраменко [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2022. – 88 с.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т.: [справочник специалиста] / В. И. Анурьев; ред. И. Н. Жесткова. – 9-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2006. – Т.1. – 928 с.; Т.2. – 960 с.; Т.3. – 928 с.
6. Власов Ю.А. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: учебное пособие / Ю.А. Власов, Н.Т. Тищенко. – Томск: Издательство Томского архит.- строит. ун – та, 2004.– 277 с.
7. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора./ Р.И. Гжиров. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд - ние, 1984. – 464 с. 4. ГОСТ 2.101-68 ЕСКД. Виды изделий.
8. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1998. – 447 с.
9. Курсовой проект по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования»: методические указания / сост.: А.В. Трофимов, А.В. Проценко. – Омск: СибАДИ, 2011. – 72 с.
10. Машиностроительные материалы: краткий справочник / под ред. В.М. Раскатова. – М.: Машиностроение, 1980. – 511 с.
11. Пневмогидравлические системы: Проектирование и расчет / Н.М. Беляев и др. – М.: Высшая школа, 1988. – 271 с.
12. Руппель А. И. Краткий курс механики: учебное пособие [доп. и окончание] / А. И. Руппель. – Омск: СибАДИ, 2005. – 208 с.
13. Чернавский С. А. Проектирование механических передач: учебносправочное пособие по курсовому проектированию механических передач / С. А.Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов. - 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Альянс, 2008. – 591 с.
14. Яковлев В. В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: учебное пособие: в 2 ч. / В. В. Яковлев. – Барнаул: АлтГТУ, 2004. – Ч.1. – 146 с.; 2005.– Ч.2. – 200 с.

# Проектирование технологического оборудования для механизированных сельскохозяйственных работ

## *Методические указания для практических занятий*

Составители: Григорев Николай Николаевич

Редактор:

Компьютерная верстка:

Подписано к печати....

Объем 3.4 уч.-изд.л.      Формат 60х84/16

Тираж    экз.    Изд. №.    Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института НГАУ  
630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147.