

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Факультет Материаловедения и металлургических технологий
Кафедра процессов и машин обработки металлов давлением

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН
Рецензент

В.Г. Дремин

“ _____ ” _____ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

_____ В.Г. Шеркунов

“ _____ ” _____ 2017 г.

Тема работы: «Исследование и разработка механизма для поштучной подачи круглых и
прямоугольных заготовок»

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-15..04.02-2017-00.00.00 ПЗ**

Руководитель работы:
Г.И. Коваль _____ / /

Автор работы
Р.Р. Валимухаметов _____
/

студент группы П-245

АННОТАЦИЯ

Валимухаметов Р.Р. Исследование и разработка машины для поштучной подачи круглых и прямоугольных заготовок. – Челябинск: ЮУрГУ, МиМТ, П - 245; 2017, 57с. 35 ил., библиогр. список – 9 наименов., 1 лист чертежей формата А0, 5хА1, 1хА2 и 1хА3.

В выпускной квалификационной работе был выполнен обзор и анализ современного оборудования для поштучной подачи заготовок. Была разработана кинематическая схема будущей машины. Проведены структурный, кинематический и силовой анализы. Для достаточно нагруженных элементов механизма проведен прочностной расчет. Выполнены сборочные и рабочие чертежи в системе автоматизированного проектирования Компас-3d v16.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК.....	7
1.1 Устройство для подачи круглых заготовок на транспортный рольганг.....	7
1.2 Устройство для поштучной подачи длинномерных круглых заготовок.....	11
1.3 Автоматическое устройство для поштучной подачи проката в зону обработки	16
1.4 Устройство для поштучной подачи длинномерных заготовок.....	17
2. ФОРМУЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ К УСЛОВИЯМ РАБОТЫ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК.....	22
3. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК	22
3.1 Описание конструкции.....	23
3.2 Принцип работы.....	24
4. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ	25
5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ.....	29
6. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ.....	37
6.1 Механизм подачи.....	37
6.2 Механизм подъема.....	41
7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА.....	44
7.1 Расчет на прочность храпового механизма.....	44
7.2 Расчет на прочность вала.....	46
7.3 Расчет шпоночных соединений.....	48
7.4 Расчет на прочность пальцев.....	49

8. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК.....	49
9. ОПИСАНИЕ И ПРИНЦИП РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК НА ТРАНСПОРТНЫЙ ЗАГОТОВОК.....	51
9.1 Описание конструкции.....	51
9.2 Принцип работы.....	52
9.3 Смазка.....	52
10. АВТОМАТИЗАЦИЯ МАШИНЫ ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК НА ТРАНСПОРТНЫЙ РОЛЬГАНГ	52
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	

1 ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК

1.1 Устройство для подачи круглых заготовок на транспортный рольганг [1]

Описание конструкции

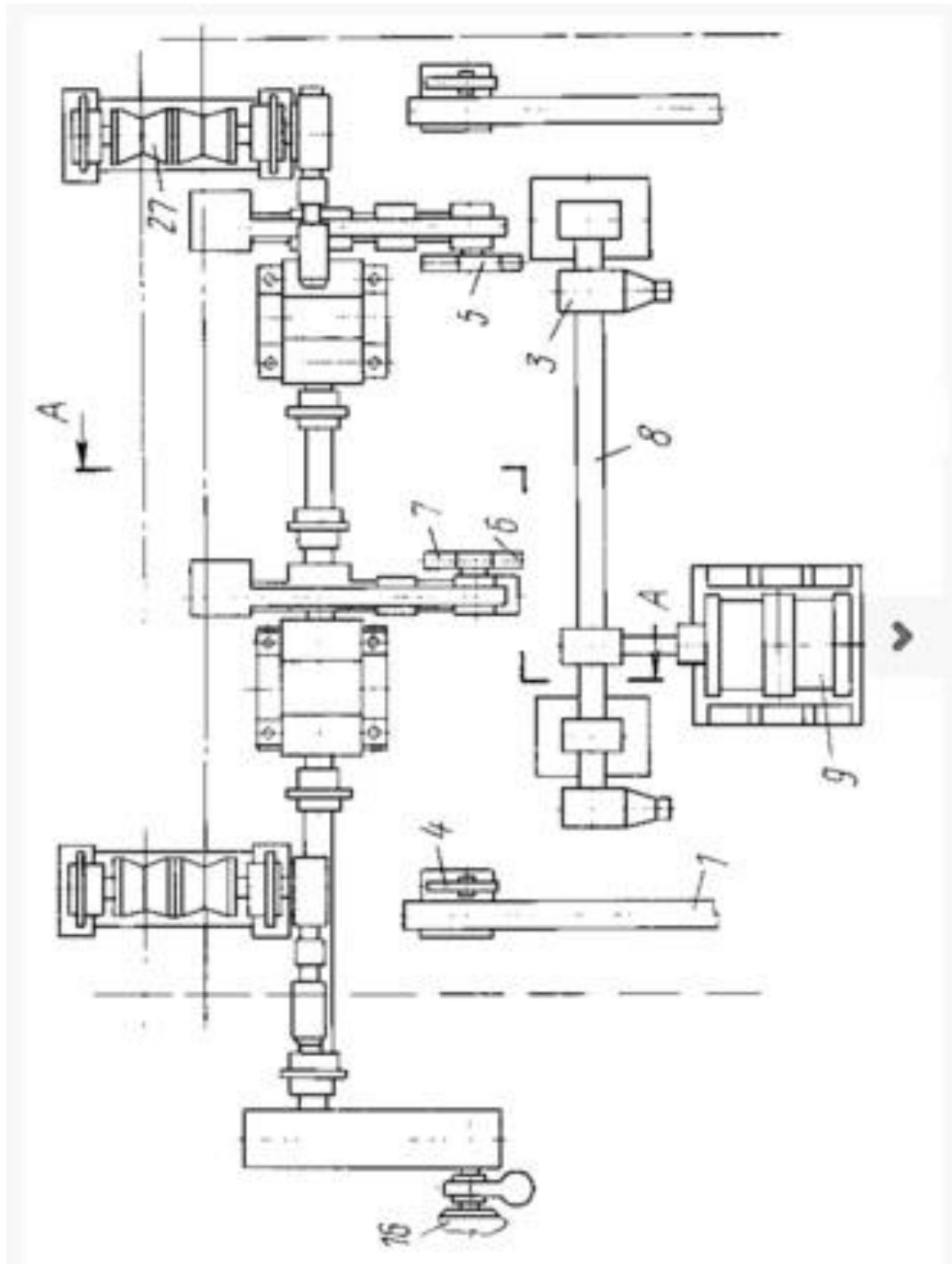


Рисунок 1 - Устройство для подачи изделий на транспортный рольганг

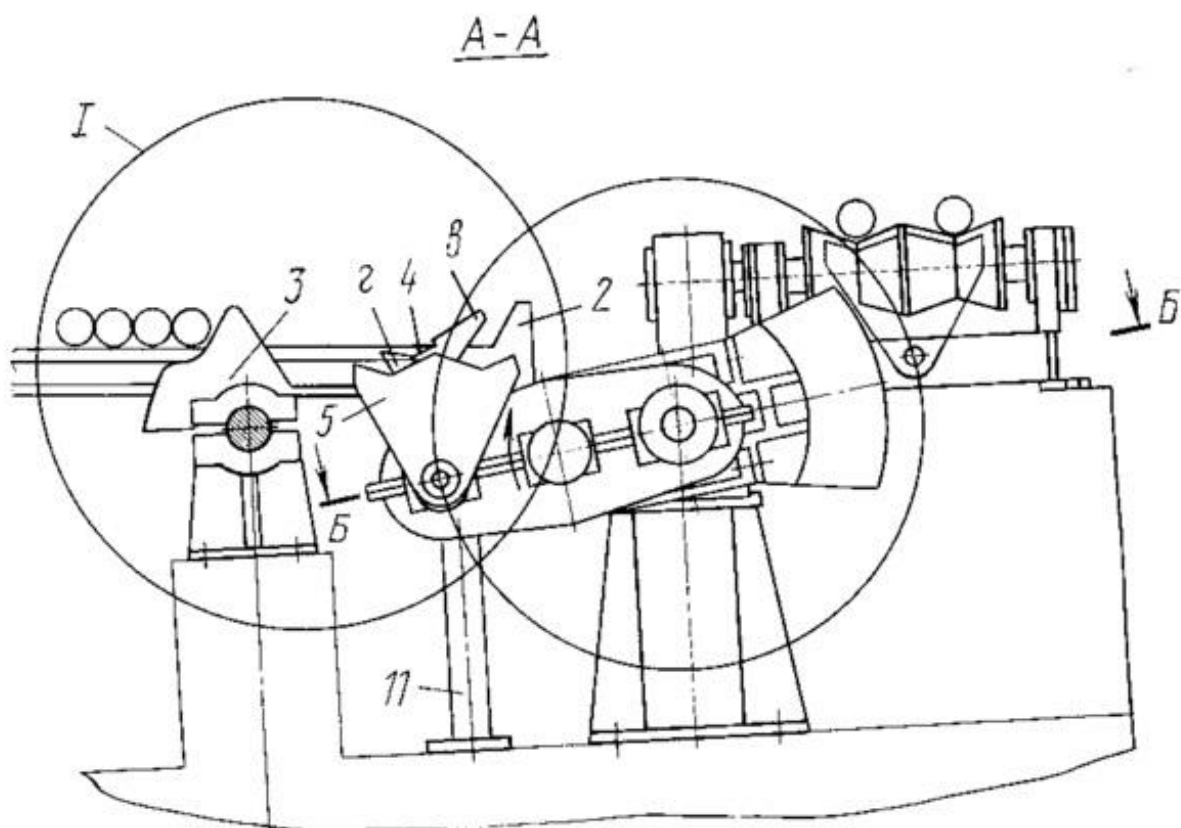


Рисунок 2 – Разрез А-А

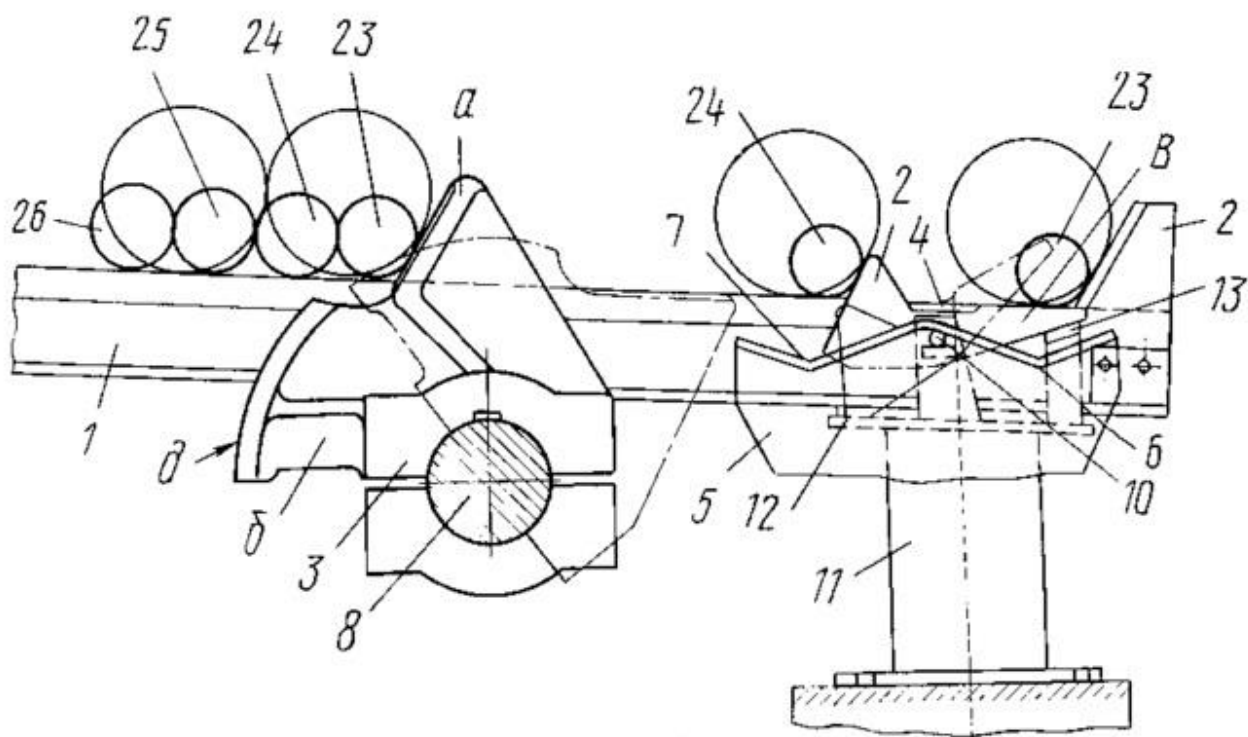


Рисунок 3 – Узел I

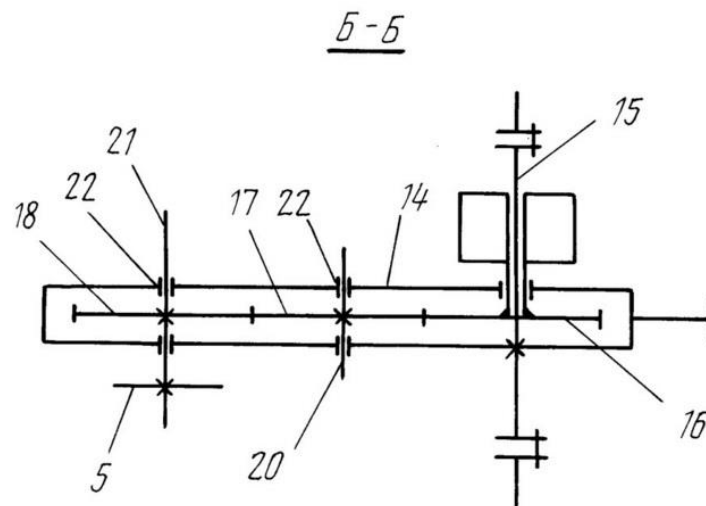


Рисунок 4 – Разрез Б-Б

Устройство для подачи изделий на транспортный рольганг содержит наклонные направляющие 1, упор 2, закрепленный на их торце, смонтированный между направляющими отсекатель 3 в виде приводного поворотного V-образного рычага с плечами "а" и "б", разделитель 4, шарнирно установленный за отсекателем 2 в направлении перемещения изделий в виде качающегося рычага с плечами "в" и "г", подхват 5 для изделий с двумя гнездами 6 и 7 (основным и дополнительным), и механизм перемещения подхвата в вертикальной плоскости.

Отсекатель 3 жестко закреплен на валу 8, связанным с приводом 9 его поворота. На плече "б" отсекателя выполнена криволинейная поверхность "д" для отсечения изделия от потока.

Разделитель 4 посредством оси 10 смонтирован на стойке 11 с возможностью поочередного контактирования с ограничителями 12, 13 поворота разделителя, закрепленными на стойке.

Механизм перемещения подхвата в вертикальной плоскости выполнен в виде планетарной зубчатой передачи, состоящей из водила 14, жестко закрепленного на валу 15, связанном с приводом 16 его вращения, и установленных внутри водила зубчатых колес: неподвижного 16 и двух сателлитов 17, 18. При этом неподвижное колесо, жестко закреплено на упомянутом валу, а сателлиты смонтированы на осях

20, 21, закрепленных в подшипниковых опорах 22, с возможностью обкатывания сателлита 17 по неподвижному колесу 16, а сателлита 18 по колесу 17. На оси 21 сателлита 18 жестко установлен подхват 5.

Принцип работы

Перед началом работы плечо "а" отсекаателя 3 выступает над рабочей поверхностью направляющих 1, а плечо "б" расположено под ниже расположенной относительно него трубой. Плечо "в" разделителя 4 выступает над рабочей поверхностью направляющих 1, а плечо "г" расположено над рабочей поверхностью направляющих 1 и опирается на ограничитель 12. Трубы 23, 24, 25, 26 скатываются по направляющим до рабочей поверхности плеча "а" отсекаателя 3 и останавливаются. Включается привод 9 и отсекаатель 3 поворачивается на технологический угол. При повороте отсекаателя плечо "а" скрывается ниже рабочей поверхности направляющих и пропускает трубу 23, а труба 24, отсеченная криволинейной поверхностью "д", остается лежать на направляющих. Труба 23 скатывается и воздействует на плечо "в" разделителя 4, в результате чего он поворачивается до тех пор, пока плечо "в" не упрется в ограничитель 13. В этом положении плечо "в" будет находиться ниже рабочей поверхности направляющих, а плечо "г" поднимается. При дальнейшем скатывании до упора 2 труба 23 останавливается над основным гнездом 6 подхвата 5. Затем дается команда на обратный поворот отсекаателя 3 и плечи "а" и "б" возвращаются в исходное положение.

После этого следующая труба 24 скатывается по направляющим 1 до плеча "г" и останавливается над гнездом 7 подхвата 5, а отсекаатель вновь поворачивается. Включают привод 6 механизма перемещения подхвата. Подхват 5, перемещаясь в вертикальной плоскости по круговой траектории, снимает одновременно трубы 23, 24, расположенные соответственно перед упором 2 и плечом "г" разделителя, и в гнездах 6 и 7 переключает их на двухниточный рольганг 27. Затем подхват 5 возвращается в свое исходное положение, не пересекая технологическую позицию для труб перед упором 2.

За время подхода подхвата в исходное положение отсекаТЕЛЬ 3 успевает подать две следующие трубы 25, 26 для передачи их на рольганг: одну 25 через разделитель к упору 2 для установки над гнездом 6 подхвата, а другую 26 к плечу "Г" разделителя 4 для установки над гнездом 7. При этом подхват 5 продолжает двигаться и снимать эту новую партию изделий.

Предложенное устройство для подачи изделий на транспортный рольганг по сравнению с известными позволяет снизить вспомогательное время цикла загрузки изделий, например, труб на транспортный рольганг поточной линии, что в свою очередь, позволяет повысить производительность в целом. Недостатками можно назвать то, что механизм имеет довольно сложную конструкцию, подача осуществляется одновременно двух заготовок, привод реверсивный и механизм ориентирован для подачи строго круглых заготовок.

1.2 Устройство для поштучной подачи длинномерных круглых заготовок [2]

Описание конструкции

Устройство для поштучной подачи длинномерных заготовок содержит наклонный транспортер 1, наклонную подающую решетку 2, примыкающую к нему снизу, и приемную решетку 3, примыкающую к верхней части транспортера 1. Наклонный транспортер 1 выполнен в виде ряда бесконечных цепей 4 с захватами 5, охватывающих узлы натяжных звездочек 6, соединенных с натяжными устройствами 7, и узлы приводных звездочек 8, соединенных через трансмиссионный вал 9 с приводом вращения 10. Приводные 8 и натяжные 6 звездочки смонтированы на опорной раме 11, наклонная передняя стенка которой является стационарной направляющей 12 под цепи 4 транспортера 1. На опорной раме установлены демпферы 13. По меньшей мере два узла натяжных звездочек 6 оснащены смонтированными в них кривошипами 14 с роликами 15. Сталкиватели выполнены в виде двуплечих рычагов 16 соответственно числу кривошипов 14 и шарнирно закреплены на направляющей 12 опорной рамы 11. На одном плече каждого из рычагов 16 выполнен замкнутый паз 17 для взаимодействия с роликом 15 соответствующего кривошипа 14. Вторые плечи каждого из рычагов 16 имеют

выступы 18 на концах, которые служат отбойником для сталкивания излишних заготовок через окна 19, выполненные на наклонной направляющей 12.

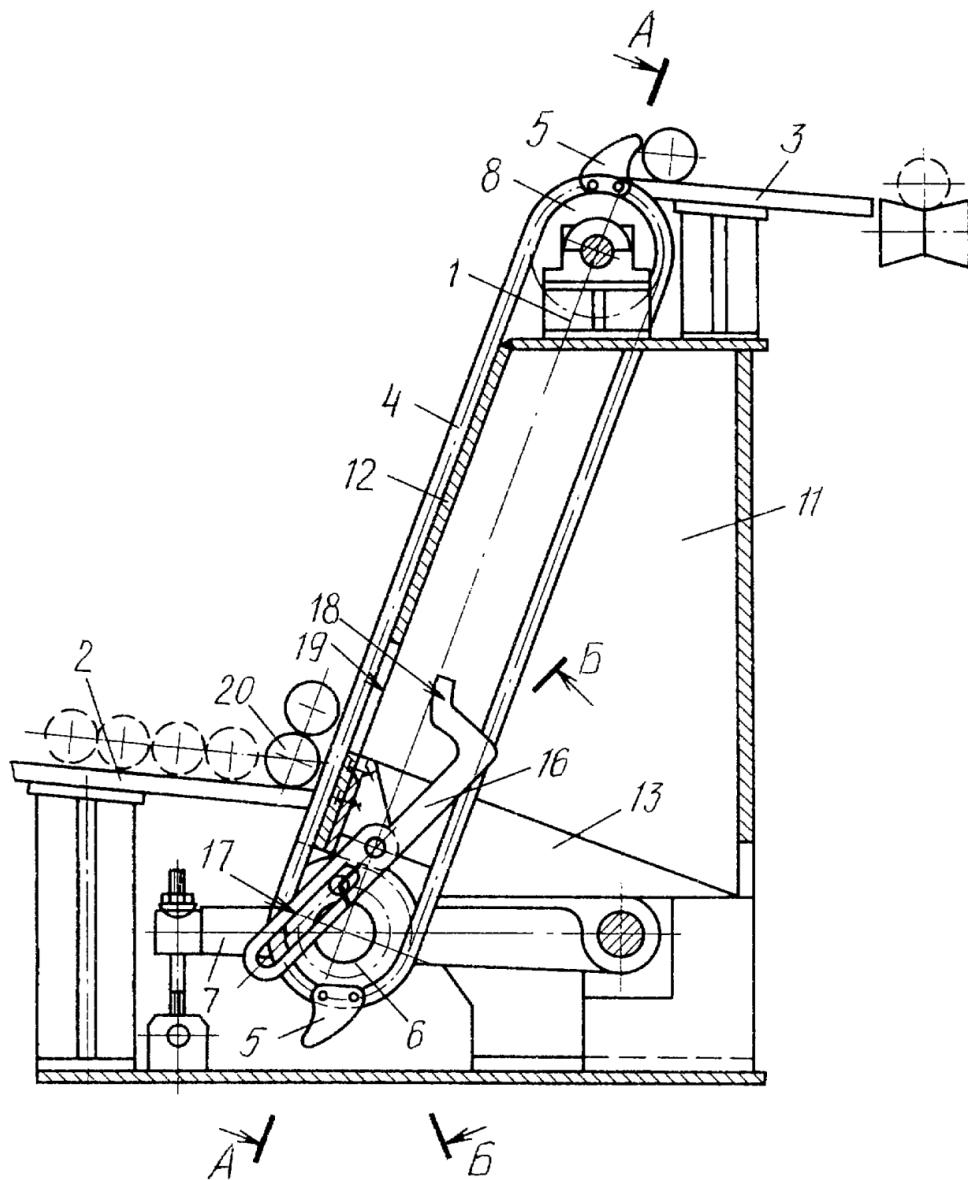


Рисунок 5 – Общий вид устройства

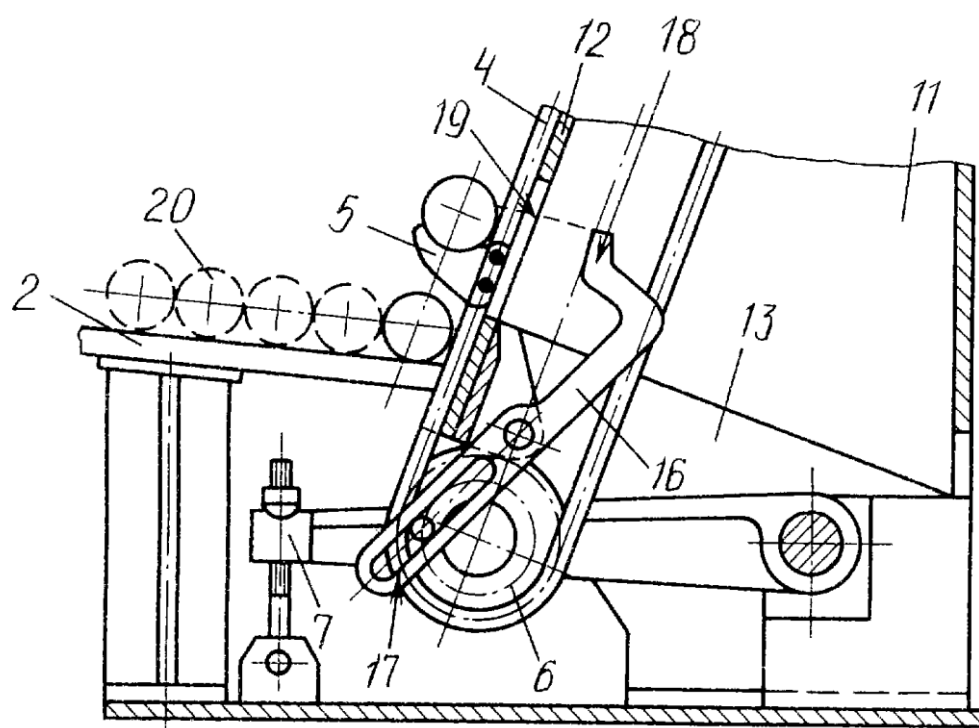
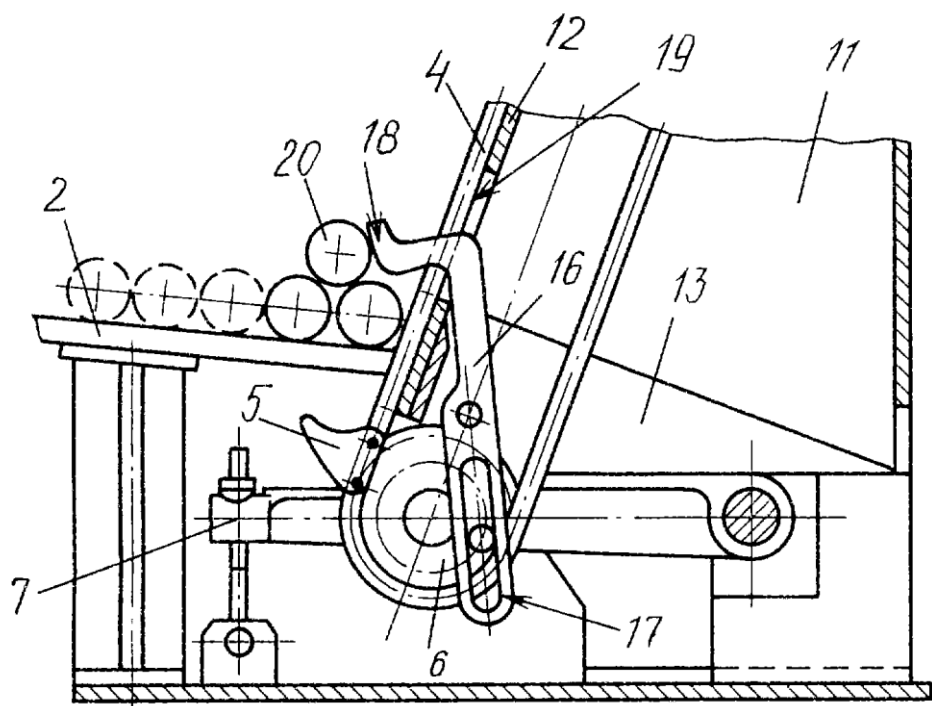


Рисунок 6 – Различные рабочие положения

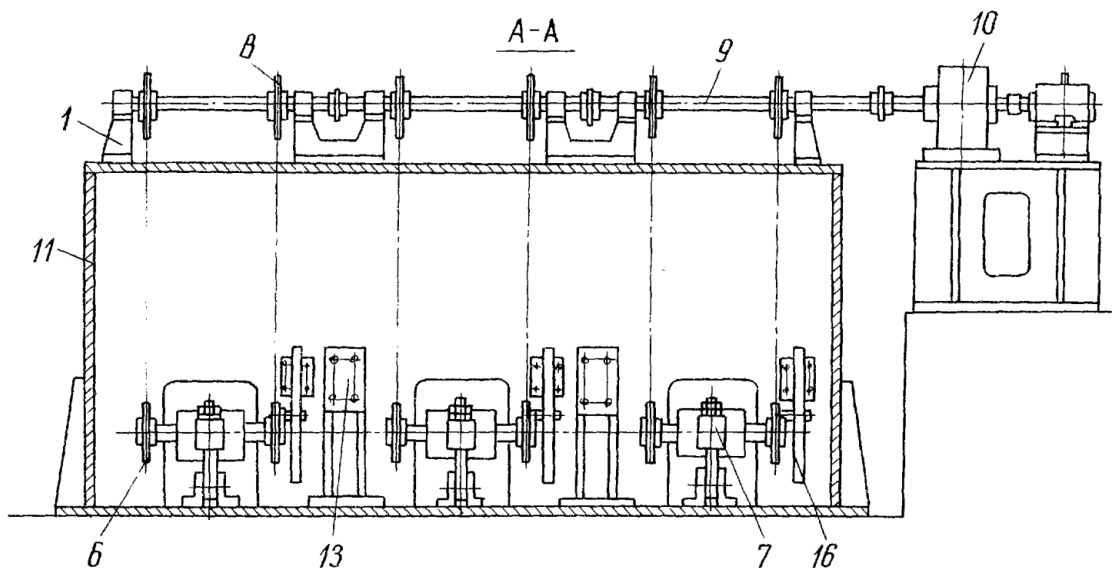


Рисунок 7 – Разрез А-А

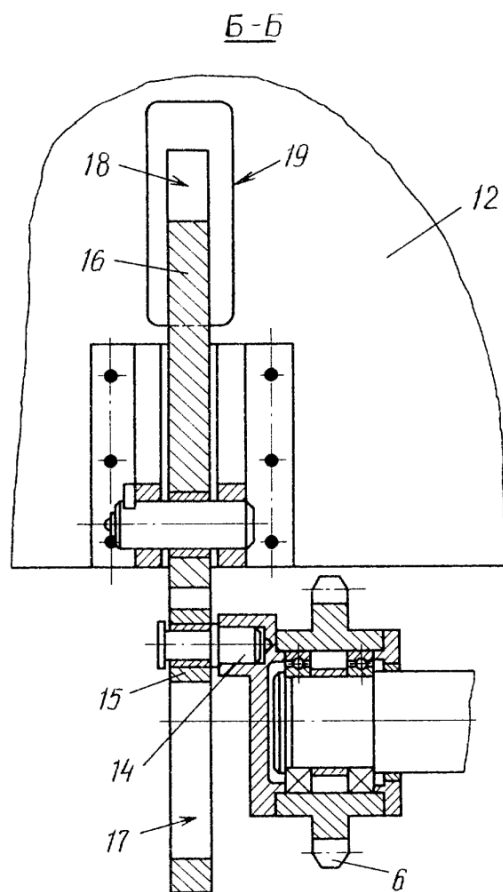


Рисунок 8 – Разрез Б-Б

Принцип работы

Пакет круглых заготовок 20 укладывается на наклонную подающую решетку 2, освобождается от обвязочной проволоки и раскатывается по этой решетке в один слой, при этом первая заготовка тормозится у наклонного транспортера демпферами 13. Далее заготовки 20 захватываются захватами 5 цепей 4 и передаются вверх на приемную решетку 3. Движение цепей 4 осуществляется рядом приводных звездочек 8 через трансмиссионный вал 9 от привода 10. Цепь 4 натягивается с помощью натяжных устройств 7 и узлов натяжных звездочек 6. При вращении натяжных звездочек 6 кривошип 14 через ролики 15, взаимодействующие с пазами 17 на двуплечих рычагах 16, поворачивают последние в положение, при котором рычаги 16 своими выступами-отбойниками 18 через окна 19 в направляющей 12 сталкивают находящиеся поверх первого ряда лишние заготовки 20. После этого при дальнейшей работе транспортера захваты 5 поднимают одну заготовку вверх к приемной решетке 3. Выступы 18 двуплечих рычагов 16 при этом посредством тех же кривошипов 14 автоматически уходят под направляющую 12, и, таким образом, убираются с пути транспортирования заготовок. Наклонный транспортер 1 работает в циклическом режиме.

Предложенное устройство для поштучной подачи длинномерных заготовок по сравнению с известными позволяет обеспечить надежную ритмичную поштучную загрузку, например, нагревательных печей, без остановки оборудования для удаления лишних заготовок из технологического потока. При этом устройство надежно работает в условиях металлургического производства, отличающегося запыленностью атмосферы мелкодисперсной окалиной. Недостатками можно назвать то, что механизм имеет достаточно большие габариты и подача ориентирована строго для круглых заготовок.

1.3 Автоматическое устройство для поштучной подачи проката в зону обработки [3]

Описание конструкции

Устройство состоит из приводного транспортера 1, перемещающего заготовки 2 механизма подачи, содержащего наклонные направляющие 3, стойку 4 с установленным на ней силовым цилиндром 5, на конце штока которого закреплена траверса 6, отсекателя 7, отводящего транспортера 8.

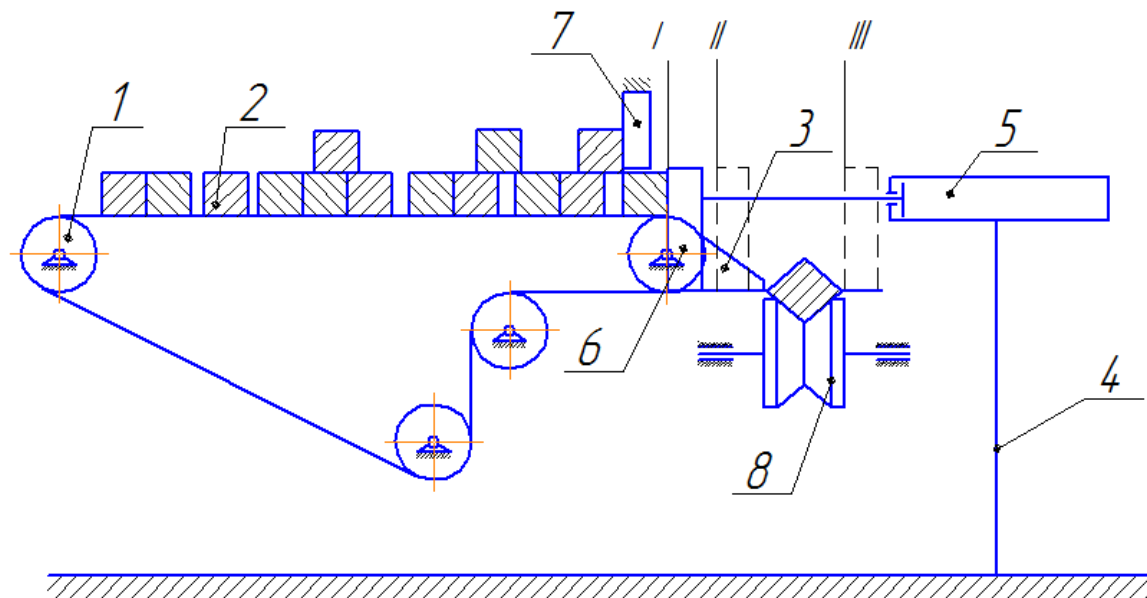


Рисунок 9 - Автоматическое устройство для поштучной подачи проката в зону обработки

Принцип работы

Подаваемые заготовки загружаются на приводной транспортер 1. Траверса 6 находится в крайнем положении I, а шток силового цилиндра 5 застопорен. При движении приводного транспортера 1 верхний слой подаваемого проката упирается в отсекатель 7, а нижняя заготовка 2 проходит под отсекателем 7 до соприкосновения с траверсой 6, затем происходит выравнивание заготовок. Окончание выравнивания определяется замыканием концевых выключателей (на чертеже не показаны), смонтированных на траверсе 6. Концевые выключатели дают сигнал на перемещение штока силового цилиндра 5 из положения I в положение II. Величина перемещения штока зависит от сечения подаваемого проката и может регулироваться заранее. В положении II траверсы 6 приводной

транспортер 1 автоматически выключается, и принудительная подача заготовок прекращается. При переходе траверсы 6 из положения II в положение III крайняя заготовка 2 под действием собственного веса перемещается на отводящий транспортер 8. Так как скорость перемещения заготовки 2 ограничена скоростью хода штока силового цилиндра 5, заготовки 2 плавно опускаются на отводящий транспортер 8. В положении III траверсы 6 подается сигнал на включение отводящего транспортера 8, и технологическое оборудование, например, кривошипные ножницы, включается в работу. После окончания резки заготовки 2 подается сигнал на перемещение траверсы 6 в исходное положение, и цикл повторяется.

1.4 Устройство для поштучной подачи длинномерных заготовок [4]

Описание конструкции

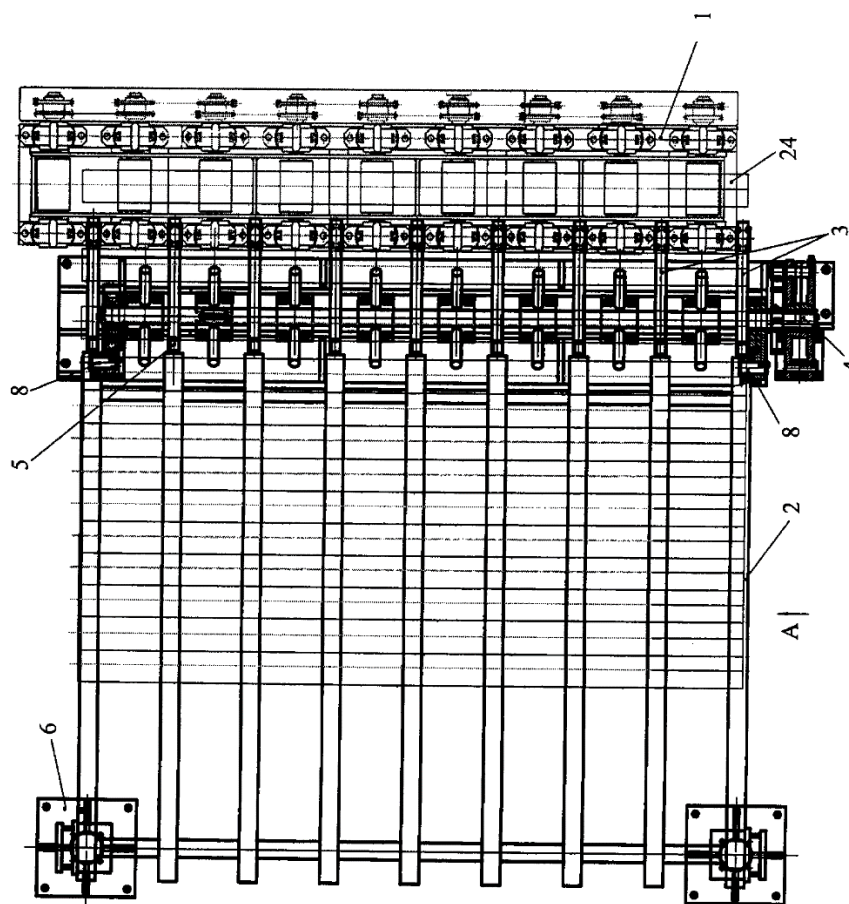


Рисунок 10 – Вид в плане на устройство

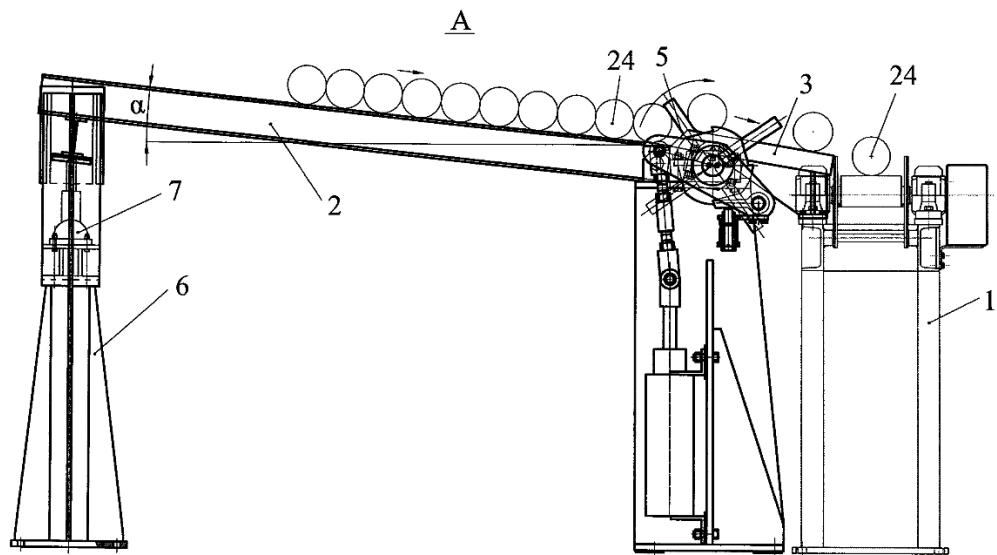


Рисунок 11 – Вид сбоку на устройство

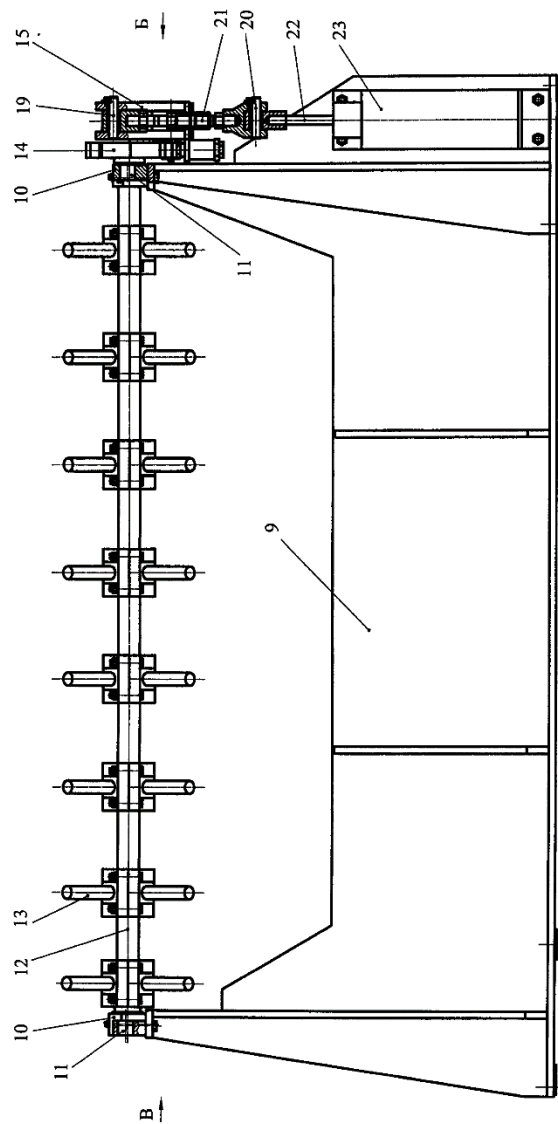


Рисунок 12 – Продольный вид на передаточный механизм

Устройство для поштучной подачи длинномерных заготовок содержит наклонную подающую решетку 2 с пазами, упоры 5, размещенные вдоль оси заготовки, передаточный механизм 4 с приводом, склизы 3 с пазами и приемный рольганг 1. Наклонная подающая решетка может менять угол наклона. Передаточный механизм выполнен в виде многоплечих рычагов с равными углами между его плечами и вала, которые установлены в пазы наклонной подающей решетки и склизов и жестко соединены с валом вдоль его длины. Вал установлен с возможностью поворота вокруг оси, параллельной оси заготовок. Привод поворота вала выполнен в виде храпового механизма, храповое колесо которого имеет число зубьев, кратное числу многоплечих рычагов, и неподвижно посажено на вал. Привод поворота собачки храпового механизма с коромыслом, посаженным с возможностью поворота на вал, выполнен в виде силового цилиндра, шарнирно соединенного с коромыслом.

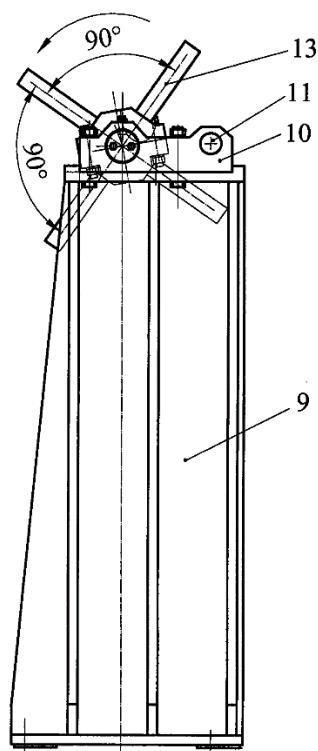


Рисунок 13 – Вид сбоку на передаточный механизм

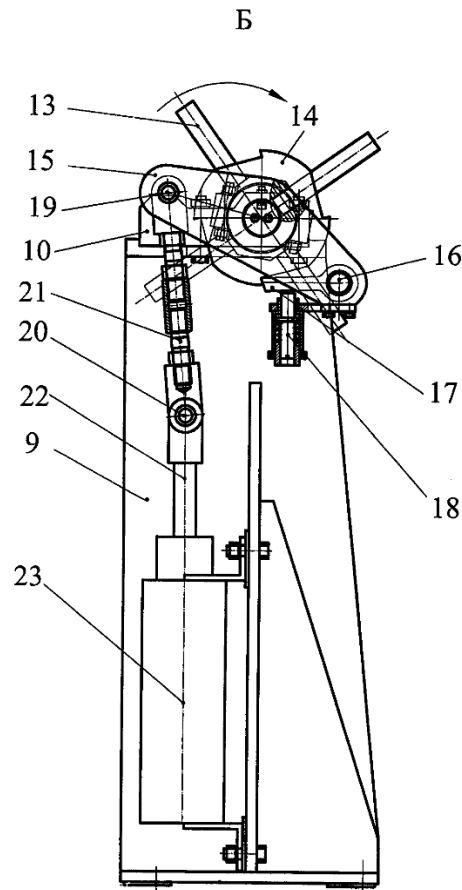


Рисунок 14 - Вид на храповой механизм

Принцип работы

Пакет заготовок 24 (в рассматриваемом примере круглых) мостовым краном укладывается на наклонную подающую решетку 2. Заготовки 24 за счет сил тяжести раскатываются по наклонной подающей решетке 2 в один слой. Перед этим в зависимости от формы поперечного сечения перемещаемой заготовки, ее кривизны и качественных характеристик опорной поверхности наклонной подающей решетки 2 (шероховатость, прямолинейность и т.п.) последнюю поворачивают на угол α , позволяющий заготовкам самостоятельно перемещаться под собственным весом в сторону упора 5, обеспечивая ритмичность подачи заготовок в один ряд с управляемой скоростью и устраняя неконтролируемое силовое воздействие заготовок на упор 5 и возможность перекатывания заготовок через него на склиз 3.

Первая заготовка 24, перемещаясь (прямая стрелка на фиг. 1, 2) по наклонной подающей решетке 2, останавливается упором 5. Затем сжатый воздух подается в

поршневою полостью пневмоцилиндра 23 и его шток 22, воздействуя через оси 19, 20 и тягу 21, поворачивает коромысло 15 вокруг концевой части вала 12. При этом вместе с коромыслом 15 поворачивается ось 16 и собачка 17, прижимаемая демпфером 18 к рабочей поверхности храпового колеса 14. Собачка 17 воздействует на зуб храпового колеса 14, поворачивая его вместе с валом 12 и закрепленными на нем четырехплечими рычагами 13 на угол 90 град. равный углу между его плечами (круговые стрелки на фиг. 2, 4 и 5). При этом поршень пневмоцилиндра 23 доходит до упора в переднюю его крышку. Благодаря этому первая заготовка 24, остановленная упором 5, поднимается рычагами четырехплечих рычагов 13, находящимися под данной заготовкой, на высоту несколько превышающую расстояние от опорной поверхности заготовки до центра тяжести ее поперечного сечения. При круглой заготовке высота ее подъема несколько превышает радиус заготовки.

Заготовка 24, поднимаясь за счет поворота четырехплечих рычагов 13, перекачивается по ним в сторону склиза 3 и далее оказывается на склизе 3, по которому скатывается неприемный рольганг 1.

Далее сжатый воздух подается в штоковую полость пневмоцилиндра 23, перемещая его поршень до упора в заднюю крышку пневмоцилиндра 23. При этом шток 22, воздействуя через оси 19, 20 и тягу 21, поворачивает коромысло 15 вокруг концевой части вала 12, возвращая его в первоначальное исходное положение. При этом вал 12 вместе с четырехплечими рычагами 13 и храповым колесом 14 остаются неподвижными в прежнем положении.

После подачи первой заготовки 24 на приемный рольганг 1 и передачи ее данным рольгангом, например, в устройство для индукционного нагрева (на рисунках не показано) может быть произведена подача следующей заготовки 24 на приемный рольганг 1 в аналогичной, описанной выше последовательности.

2 ФОРМУЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ К УСЛОВИЯМ РАБОТЫ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК

Назначение разрабатываемой машины в том, чтобы регулировать неконтролируемый поток заготовок, а именно подавать их поштучно на транспортный рольганг. Машина должна иметь наклонный стеллаж, обеспечивающий свободное перемещение заготовок до исполнительного органа без участия дополнительных механизмов. По необходимости стеллаж должен иметь возможность менять наклон с помощью пневмоцилиндра. С помощью изменения наклона стеллажа можно регулировать скорость перемещения заготовок по стеллажу, тем самым снижая риск аварийных ситуаций. Также достигается равномерное распределение заготовок по стеллажу, что в свою очередь повышает ритмичность работы. Исполнительный орган (отсекатель) – механизм, служащий для поштучного отделения заготовок из партии и подачи непосредственно на транспортный рольганг. Для корректной работы машина должна быть оснащена устройством ограничения заполнения плеча отсекающего, который должен регулироваться. Ограничитель препятствует подаче лишних заготовок на технологическую линию, что тоже повышает ритмичность работы. Машина ориентирована на подачу круглых и круглых заготовок.

3 РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ

В качестве основы для разработки принято устройство [4], которое имеет наклонный стеллаж, склиз, передаточный механизм и транспортный рольганг.

Однако, при внимательном рассмотрении устройство имеет следующие недостатки:

- при изменении сечения подаваемых заготовок появляется необходимость замены рычагов передаточного механизма, что увеличивает время простоя;

- необходимость иметь в наличии широкий ассортимент длин рычагов, сопоставляя их с широким спектром размеров сечений заготовок, что увеличивает затраты;

- не исключена вероятность подачи лишних заготовок, что вызывает нестабильность работы технологической линии;

- использование крепления пневмоцилиндра на лапах осложняет конструкцию механизма;

- трудоемкость смазки элементов исполнительного механизма;

- подъемный стеллаж для наклона имеет два грузоподъемных механизма с отдельным приводом, что не исключает вероятность несинхронной работы между собой, в связи с этим могут возникнуть перекосы и прогибы стеллажа, что может привести к поломке.

В связи с этим предложенные технические решения в значительной степени устраняют вышеизложенные недостатки.

Технические решения:

- оснащение механизма ограничителем, служащий препятствием для излишних заготовок;

- использование в качестве привода механизма подачи заготовок пневмоцилиндра с креплением на проушине, что позволяет снизить сложность конструкции;

- использование пресс-масленок для стабильной смазки элементов исполнительного механизма;

- замена грузоподъемных механизмов для подъема стеллажа пневмоприводом и установка направляющих.

3.1 Описание конструкции.

Машина для поштучной подачи заготовок состоит из (рисунок 15) наклонного стеллажа 1, установленного шарнирно на стойках, имеющего возможность менять угол наклона за счет пневмоцилиндра 12, в целях исключения прогиба стеллажа от

веса заготовок механизм оснащен направляющими 14, которые свободно перемещаются по направляющим втулкам 13. Так же на стеллаже установлен ограничитель 3, служащий преградой для излишних заготовок (поштучная подача) с возможностью регулировки. Регулировка осуществляется перемещением ограничителя 3 вдоль направления стеллажа 1 за счет вращения гайки 15 по тяге с резьбой 16, пружина 17 служит для фиксации тяги с резьбой 16 и, соответственно, ограничителя 3. В машине имеется рабочий орган, выполняющий роль поштучного отделителя заготовки от партии заготовок, состоящий из дисков 4 и вала 5. Привод состоит из пневмоцилиндра 11; храпового механизма (храпового колеса 8, рычага 9 и собачки 10).

3.2 Принцип работы.

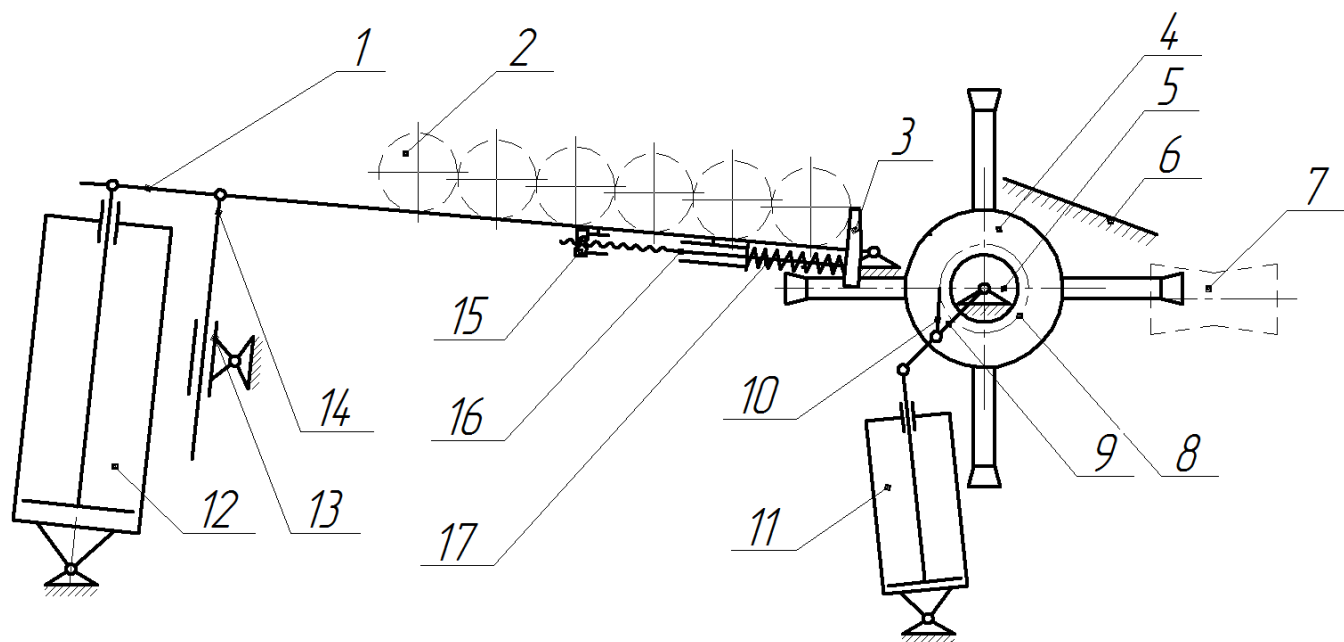


Рисунок 15 – Принципиальная схема машины поштучной подачи заготовок (1 – стеллаж; 2 – заготовка; 3 – ограничитель; 4- диск; 5 – вал; 6 – склиз; 7 – рольганг; 8 – храповое колесо; 9 – рычаг; 10 – собачка; 11 – пневмоцилиндр механизма подачи; 12 – пневмоцилиндр механизма подъема; 13 – направляющая втулка; 14 – направляющая; 15 – гайка; 16 – тяга с резьбой; 17 – пружина)

Пакет заготовок укладывается на наклонный стеллаж 1, освобождается от обвязочной проволоки и раскатывается в один слой, при этом первая заготовка 2

упирается об ограничитель 3. Оператор включает привод механизма отделения заготовок и рабочий орган с помощью пневмоцилиндра 11, храпового механизма и вала 5 начинает совершать вращательное движение почасовой стрелке. Остановившаяся заготовка 2, вращением рабочего органа, отделяется от партии заготовок. Рабочий ход рабочего органа ограничен ходом пневмоцилиндра 11. При попадании заготовки на рольганг 7 включается привод рольганга, в это же время шток пневмоцилиндра 11 возвращается в исходное положение в холостую, т. е. рабочий орган в покое, чтобы диска 4 не препятствовали перемещению заготовки по рольгангу 7. Достигается это с храпового механизма. После того как заготовка пройдет последний ролик привод рольганга отключается.

Технологический цикл повторяется.

4 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПРЕДЛОЖЕННОЙ КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК [5]

Механизмы подачи и подъема стеллажа являются кулисными (рисунок 16).

Схема кулисного механизма представляет собой замкнутую кинематическую цепь, следовательно, данный механизм является плоским механизмом. В этом случае задачи исследования будут аналогичны предшествующим анализам предшествующих механизмов.

Угол $\varphi_1 = 138^\circ$ принят по следующим соображениям: при таком угле совершается рабочий ход механизма подачи без заклинивания шарнирной головки и пневмоцилиндра об элементы храпового механизма; при таком угле достигается больший пусковой момент на валу передаточного механизма.

Подвижность кулисного четырехзвенного механизма определяется по структурной формуле Чебышева.

Структурная схема данного механизма состоит из четырех звеньев (рисунок 16, а):

1 – звено ОА – кривошип,

2 – звено А – ползун,

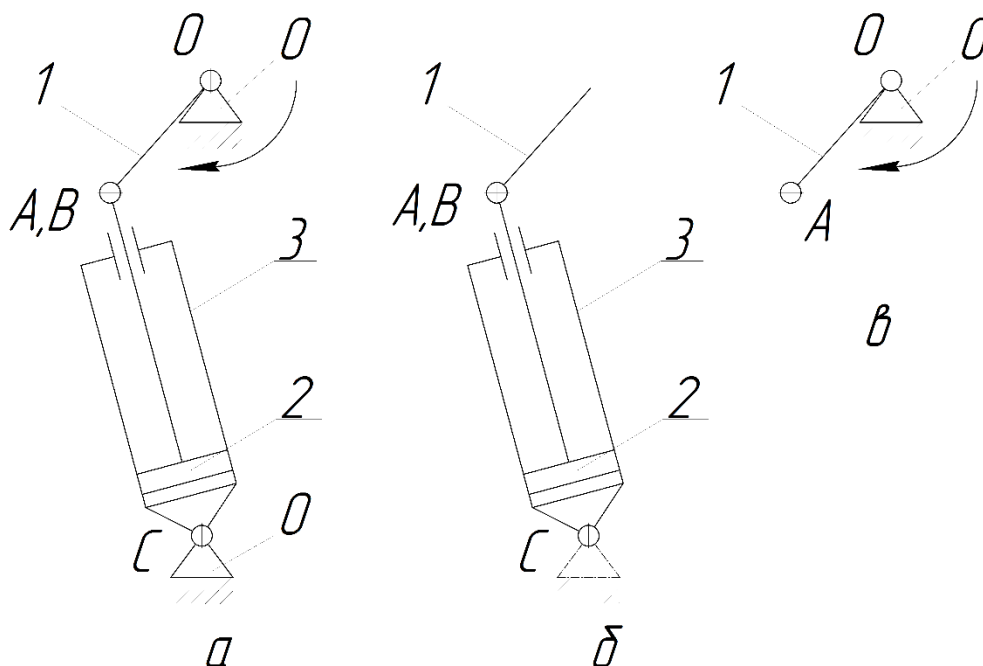


Рисунок 16 – Кулисный механизм и ее элементы

3 – звено BC – коромысло (кулиса),

0 – стойка.

При этом звенья 1 – 3 являются подвижными звеньями, а стойка 0 является неподвижным звеном и в составе структурной схемы представлена двумя шарнирно-неподвижными опорами с центрами шарниров в точках O и C. Следовательно, $n = 3$.

Для определения значений коэффициентов p_4 и p_5 определим все кинематические пары (рисунок 17), входящие в состав схемы кулисного механизма. Результаты исследования заносим в таблицу 1.

Таблица 1

№ п/п	Номера звеньев / название	Класс / подвижность	Вид контакта / замыкание
1	0-1/вращательная	5/1	Поверхность (низшая) / геометрическое
2	0-1/вращательная	5/1	Поверхность (низшая) / геометрическое
3	0-1/вращательная	5/1	Поверхность (низшая) / геометрическое
4	0-1/вращательная	5/1	Поверхность (низшая) / геометрическое

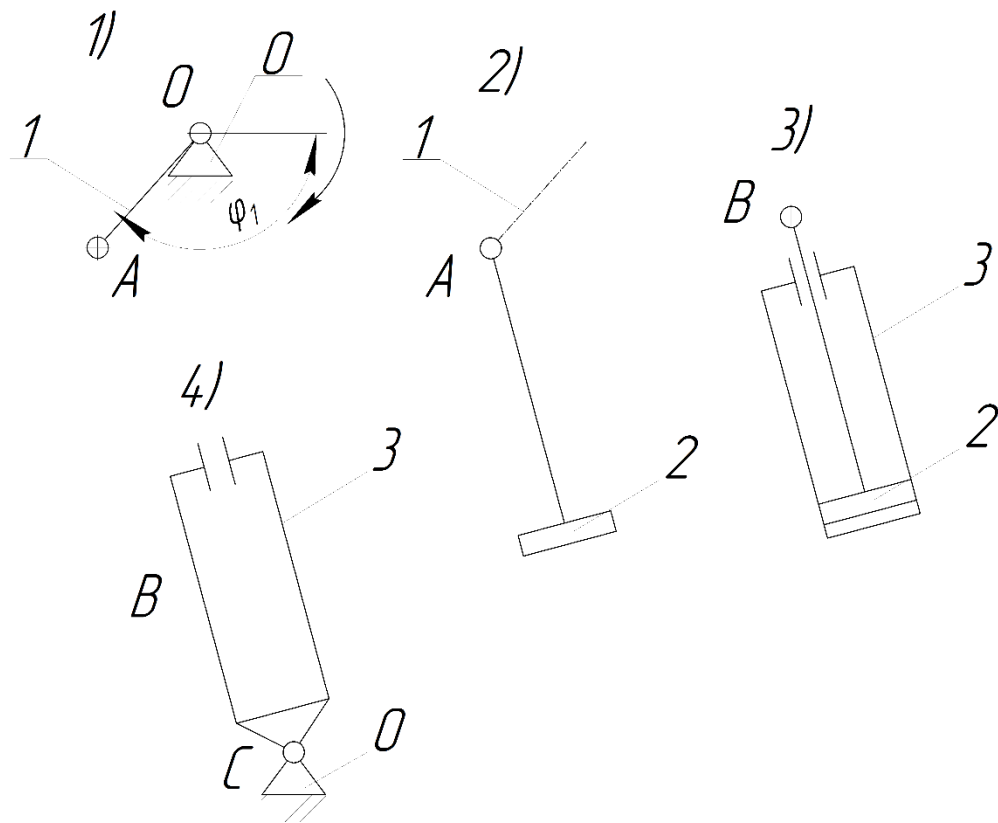


Рисунок 17 – Кинематические пары

Из анализа данных (таблица 1) следует, что исследуемая схема кулисного механизма представляет собой замкнутую кинематическую цепь, звенья которой образуют между собой четыре пары пятого класса. Следовательно, $p_5 = 4$, а $p_4 = 0$.

Подвижность кулисного механизма определяется по структурной формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4,$$

(1)

где p_4 , p_5 – количество кинематических пар четвертого и пятого классов, n – количество подвижных звеньев кинематической цепи.

Подставив найденные значения коэффициентов в структурную формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 9 - 8 = 1.$$

Результат означает, что для однозначного определения взаимного расположения звеньев кулисного механизма достаточно одной обобщенной координаты φ_1 . Структурный состав кулисного механизма определяется согласно

принципу построения механизмов по Ассурю. Начиная с выходного звена – коромысла (кулисы) 3, разбиваем рассматриваемую схему кулисного механизма на группы звеньев. При этом руководствуемся следующим правилом: если выделенная группа звеньев обладает совместно нулевой подвижностью, то эта группа звеньев является структурной группой.

Группа звеньев 3 – 2 показана на рисунке 16, б. Данная группа звеньев состоит из двух подвижных звеньев: ползуна 2 и коромысла (кулисы) 3, двух вращательных кинематических пар пятого класса: 1 – 2, 3 – 0 и одной поступательной кинематической пары пятого класса – 2 – 3, тогда $n = 2$, $p_5 = 3$, а $p_4 = 0$.

Подставив выявленные значения коэффициентов в структурную формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0 = 6 - 6 = 0.$$

Следовательно, группа звеньев 3 – 2 является структурной группой 2-го класса 2-го порядка 3-го вида структурная формула, которой имеет вид ВПВ.

Группа звеньев 0 – 1 представлена на рисунке 16, в. Данная группа звеньев состоит из подвижного звена – кривошипа 1 и стойки 0, образующих между собой одну вращательную кинематическую пару, – 0 – 1, тогда $n = 1$, $p_5 = 1$, а $p_4 = 0$.

Подставив выявленные значения коэффициентов в структурную формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 3 - 2 = 1.$$

Следовательно, группа звеньев 0 – 1 не является структурной группой Ассуря, а представляет собой первичный механизм.

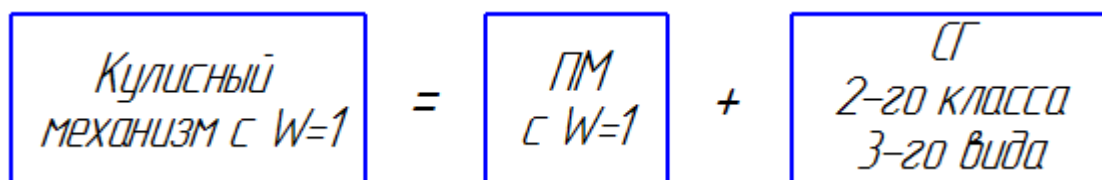


Рисунок 18 – Состав структуры кулисного механизма

Из проведенного структурного анализа следует, что структура кулисного механизма состоит из первичного механизма с подвижностью, равной 1, и одной структурной группы 2-го класса 2-го порядка 3-го вида (рисунок 18).

Полученный результат показывает, что кулисный механизм является механизмом второго класса и независимо от числа структурных групп его подвижность определяется подвижностью первичного механизма, что соответствует результату первой задачи структурного анализа данного механизма.

5 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРЕДЛОЖЕННОЙ КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК [5]

Из первого этапа компоновки известно, что длины звеньев кулисного механизма, соответственно, равны $l_{OA} = 0,175\text{м}$, $l_{BO_1} = 0,57\text{м}$, $l_{OO_1} = 0,125\text{м}$, $l_{BC} = 0,345\text{м}$ обобщенная координата кривошипа $\varphi_1 = 138^\circ$. Примем число ходов ползуна $n_1 = 5\text{мин}^{-1}$ (рабочий и обратный ход на 180°). Выполнить кинематический анализ кулисного механизма (рисунок 19, а) графоаналитическим методом.

Построим по исходным геометрическим параметрам кинематическую схему кулисного механизма в масштабном коэффициенте длин $u_1 = \frac{0,175}{175} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ (рисунок 19, а).

Угловую скорость кривошипа, с^{-1} , вычислим по выражению

$$\omega_1 = \frac{360 \cdot \pi \cdot n_1}{180 \cdot 30} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5}{30} = 1.$$

Полученный результат говорит о том, что кривошип вращается с постоянной угловой скоростью.

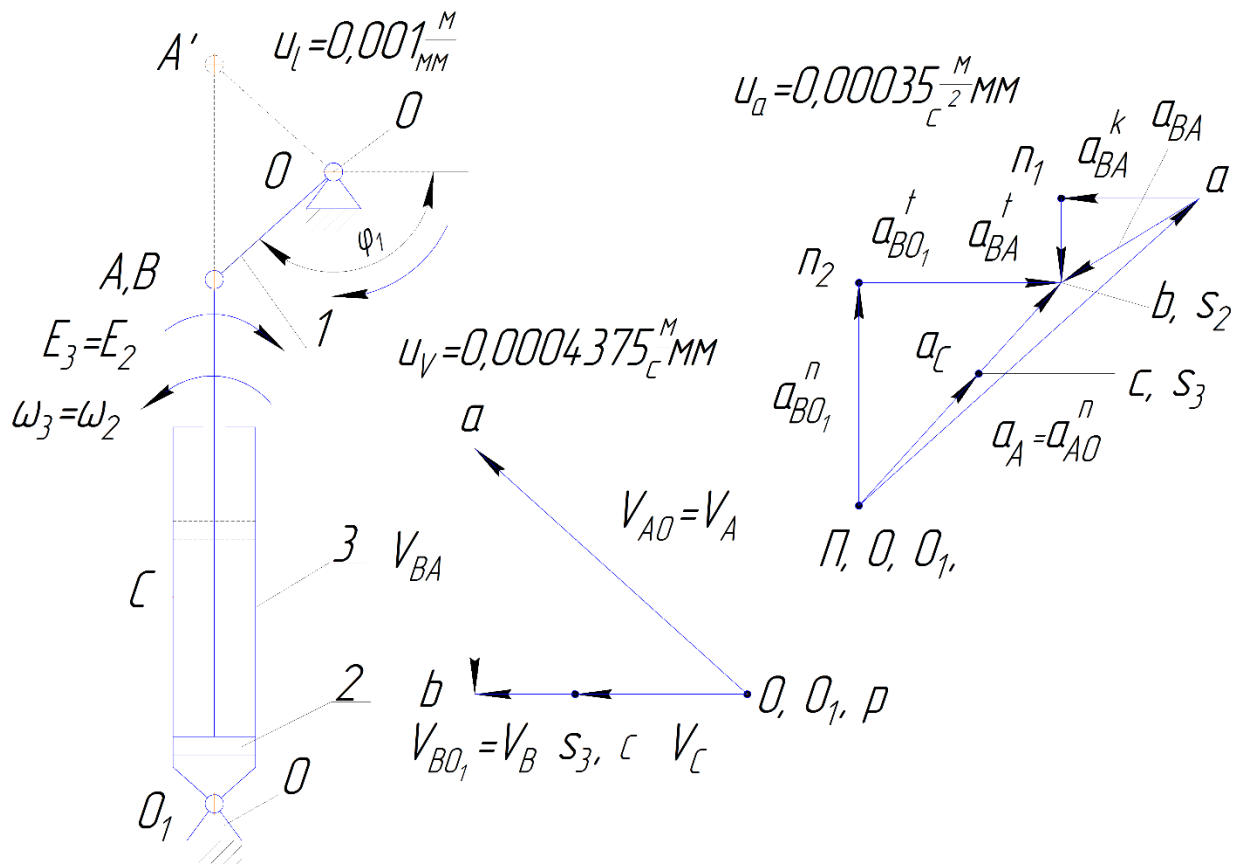


Рисунок 19 – Кинематический анализ кулисного механизма

Проанализируем полученную кинематическую схему кулисного механизма: точка O является неподвижной точкой, следовательно, значение скорости этой точки равно нулю, т. е. $V_O = 0$.

Вектор скорости точки A представляет собой геометрическую сумму вектора скорости точки O и скорости относительного вращательного движения точки A вокруг точки O :

$$\vec{V}_A = \vec{V}_O + \vec{V}_{AO}^{\perp OA}. \quad (2)$$

Первое слагаемое в уравнении (2) имеет значение, равное нулю, следовательно, вектор \vec{V}_O является точечным вектором, который на плане скоростей изображает точка, совпадающая с полюсом этого плана. При этом линия действия вектора \vec{V}_{AO} является перпендикуляром к оси кривошипа 1, а направление действия совпадает с направлением его вращения (рисунок 19, б). Следовательно, скорость относительного вращательного движения точки A вокруг точки O с учетом формулы (3), м/с,

$$V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 1 \cdot 0,175 = 0,175. \quad (3)$$

Вектор скорости точки В, принадлежащей шатуну 2, представляет собой геометрическую сумму вектора скорости точки А и вектора скорости поступательного движения точки В относительно точки А:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{\frac{BA}{\Pi_{AB}}}. \quad (4)$$

Первое слагаемое в уравнении (4) описано представленным выше уравнением (2). Линия действия вектора относительной скорости \vec{V}_{BA} параллельна оси кулисы 3 (рис. 19, а). На плане скоростей этот вектор направлен к букве *b*, т. к. точка В стоит первой в индексе при векторе этой скорости.

В то же время точка В принадлежит кулисе 3, следовательно, вектор скорости точки В представляет собой геометрическую сумму вектора скорости точки O_1 и вектора скорости относительного вращательного движения точки В вокруг точки O_1 :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{O_1} + \vec{V}_{\frac{BO_1}{\perp BO_1}}. \quad (5)$$

Первое слагаемое в уравнении (5) имеет значение, равное нулю, т. е. $V_{O_1} = 0$, следовательно, вектор \vec{V}_{O_1} является точечным вектором, который на плане скоростей изображает точка, совпадающая с полюсом этого плана. При этом линия действия вектора относительной скорости \vec{V}_{BO_1} является перпендикуляром к оси коромысла 3 (рисунок 19, а), а на плане скоростей этот вектор направлен к точке *b*, т. к. точка В стоит первой в индексе при векторе этой скорости (рисунок 14, б).

Совместное решение выражений (4) и (5) позволит определить направление и линию действия вектора скорости точки В.

Приняв $|pa| = 400\text{мм}$, с учетом формулы (3) получим, м/с·мм,

$$u_v = \frac{V_{AO}}{|pa|} = \frac{0,175}{400} = 0,0004375.$$

Разрешив графически векторные уравнения (2), (4), (5), строим план скоростей (рисунок 19, б).

Отрезок, изображающий вектор скорости точки С, найдем, воспользовавшись теоремой подобия, мм:

$$\frac{l_{BO_1}}{l_{BC}} = \frac{|bp|}{|bc|} \Rightarrow |bc| = |bp| \cdot \frac{l_{BC}}{l_{BO_1}} = 297 \cdot \frac{0,345}{0,57} = 168,86 \approx 169.$$

Отложив отрезок ас на плане скоростей (рисунок 19, б), найдем положение точки с. Соединив точки с и р на плане скоростей, найдем вектор скорости точки С. Замерив на плане скоростей длины соответствующих отрезков, найдем скорости характерных точек механизма, м/с:

$$V_B = |pb| \cdot u_V = 297 \cdot 0,0004375 = 0,13,$$

$$V_{BA} = |ab| \cdot u_V = 268 \cdot 0,0004375 = 0,117,$$

$$V_C = |pc| \cdot u_V = 128 \cdot 0,0004375 = 0,056.$$

Угловая скорость кулисы 3 и ползуна 2, c^{-1} , равна

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{V_{BO_1}}{l_{BO_1}} = \frac{0,13}{0,57} = 0,228.$$

Направление действия угловых скоростей кулисы 3 и ползуна 2 указывает вектор скорости \vec{V}_{BO_1} , перенесенный с плана скоростей (рисунок 19, б) в точку В на схеме механизма (рисунок 19, а). При этом разрывается связь между кривошипом 1 и ползуном 2 (шарнир В). В этом случае точка В совместно с ползуном 2 и кулисой 3 под действием вектора \vec{V}_{BO_1} получает возможность совершать вращательное движение в направлении действия этого вектора вокруг неподвижной точки С. Полученные направления вращательных движений ползуна 2 и кулисы 3 и будут являться направлениями действий угловых скоростей данных звеньев.

Считая центры масс ползуна 2 и кулисы 3 лежащими на серединах этих звеньев, найдем скорости их центров масс, м/с:

$$V_{s_2} = |ps_2| \cdot u_V = |pb| \cdot u_V = 180 \cdot 0,0004375 = 0,079,$$

$$V_{s_3} = |ps_3| \cdot u_V = |pc| \cdot u_V = 188 \cdot 0,0004375 = 0,082.$$

Для построения плана ускорений составим векторные уравнения. Вектор ускорения точки А представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки О, вектора нормального ускорения и вектора тангенциального ускорения относительного вращательного движения точки А вокруг точки О:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^\tau \quad (6)$$

Первое слагаемое в уравнении (6) имеет значение, равное нулю, т. е. $a_O=0$, следовательно, вектор \vec{a}_O является точечным вектором, который на плане ускорений изображает точка, совпадающая с полюсом этого плана.

Нормальное (центростремительное) ускорение, м/с², равно

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 1 \cdot 0,175 = 0,175. \quad (7)$$

Линия действия вектора нормального (центростремительного) ускорения \vec{a}_{AO}^n в уравнении (6) параллельна оси кривошипа 1. Направлен этот вектор на схеме механизма от точки А к точке О (рисунок 19, а), т. к. буква А стоит первой в индексе при векторе этого ускорения, а на плане ускорений этот вектор направлен от полюса плана π к точке а (рисунок 19, в).

Значение тангенциального (вращательного) ускорения \vec{a}_{AO}^τ в уравнении (6) равно нулю, т. к. по условию задачи угловая скорость кривошипа 1 является постоянной величиной, следовательно, вектор \vec{a}_{AO}^τ является точечным вектором, который на плане ускорений изображает точка, совпадающая с вершиной вектора \vec{a}_{AO}^n (рисунок 19, в).

Вектор ускорения точки В, принадлежащей ползуну 2 (рисунок 19, а), представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки А, вектора кориолисова ускорения \vec{a}_{BA}^k и вектора радиального ускорения \vec{a}_{BA}^r относительного движения точки В вокруг условно неподвижные точки А:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^k + \vec{a}_{BA}^r. \quad (8)$$

Первое слагаемое в уравнении (8) описано представленным выше уравнением (6). Линия и направление действия вектора кориолисова ускорения \vec{a}_{BA}^{-k} определяется поворотом вектора относительной скорости \vec{V}_{BA} (рисунок 19, б) на 90° в направлении действия угловой скорости кривошипа 1. При этом линия действия вектора \vec{a}_{BA}^{-k} на плане ускорений проходит через точку π , а и направлен он к точке n_1 (рисунок 19, в).

Линия действия вектора радиального ускорения \vec{a}_{BA}^{-r} в уравнении (8) является перпендикуляром к линии действия вектора кориолисова ускорения или параллельна оси кулисы 3, а на плане ускорений данный вектор направлен от точки 1 к точке б, т. к. точка В стоит первой в индексе при векторе этого ускорения (рисунок 19, в).

Вектор ускорения точки В, принадлежащей кулисе 3, представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки O_1 , вектора нормального ускорения и вектора тангенциального ускорения относительного вращательного движения точки В вокруг точки O_1 :

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{O_1} + \vec{a}_{BO_1}^{\perp} + \vec{a}_{BO_1}^{\parallel} \quad (9)$$

Первое слагаемое в уравнении (9) имеет значение, равное нулю, т. е. $a_{O_1} = 0$, следовательно, вектор \vec{a}_{O_1} является точечным вектором, который на плане ускорений изображает точка, совпадающая с полюсом этого плана.

Линия действия вектора нормального (центростремительного) ускорения $\vec{a}_{BO_1}^{\perp}$ в уравнении (9) параллельна оси шатуна 2. Направлен этот вектор на схеме механизма от точки В к точке O_1 (рисунок 19, а), т. к. буква В стоит первой в индексе при векторе этого ускорения, а на плане ускорений линия действия этого вектора проходит через полюс плана и направлен он от точки π к точке n_2 (рисунок 19, в).

Линия действия вектора тангенциального (вращательного) ускорения $\vec{a}_{BO_1}^{\tau}$ является перпендикуляром к оси коромысла 3 (рисунок 19, а), а на плане ускорений линия действия этого вектора проходит через точку 2 п и направлен он от точки п₂ к точке в (рисунок 19, в).

Кориолисово и нормальное ускорения, м/с², равны

$$\vec{a}_{BA}^k = 2 \cdot \omega_2 \cdot V_{BA} = 2 \cdot 0,228 \cdot 0,117 = 0,053,$$

$$\vec{a}_{BO_1}^n = \frac{V_B^2}{l_{BO_1}} = \frac{0,13^2}{0,57} = 0,03.$$

Приняв $|pa| = 500\text{мм}$, с учетом формулы (7) получим, м/с²·мм,

$$u_a = \frac{a_{AO}^n}{|pa|} = \frac{0,175}{500} = 0,00035.$$

Длины отрезков, изображающих в составе плана ускорений вектора \vec{a}_{BA}^k и $\vec{a}_{BO_1}^n$, мм, равны

$$|an_1| = \frac{a_{BA}^k}{u_a} = \frac{0,053}{0,00035} = 151,4 \approx 151,$$

$$|пn_2| = \frac{a_{BO_1}^n}{u_a} = \frac{0,03}{0,00035} = 85,7 \approx 86.$$

Разрешив графически векторные уравнения (6), (8), (9), построим план ускорений (рисунок 19, в).

Длину отрезка, изображающего на плане ускорений вектор ускорения точки С, найдем, воспользовавшись теоремой подобия, мм:

$$\frac{l_{BO_1}}{l_{BC}} = \frac{|bp|}{|bc|} \Rightarrow |bc| = |bp| \cdot \frac{l_{BC}}{l_{BO_1}} = 328 \cdot \frac{0,345}{0,57} = 198,5 \approx 198$$

Отложив отрезок ас на плане ускорений (рисунок 19, в), найдем положение точки с на плане ускорений. Соединив точки с и п на плане ускорений, найдем вектор ускорения точки С. Замерив на плане скоростей длины соответствующих отрезков, найдем значения ускорений характерных точек механизма, м/с²:

$$a_B = |Пb| \cdot u_a = 328 \cdot 0,00035 = 0,114,$$

$$a_{BA}^r = |n_1 b| \cdot u_a = 92 \cdot 0,00035 = 0,032,$$

$$a_{BO_1}^r = |n_2 b| \cdot u_a = 220 \cdot 0,00035 = 0,077,$$

$$a_{BA} = |ab| \cdot u_a = 177 \cdot 0,00035 = 0,062,$$

$$a_C = |Пс| \cdot u_a = 194 \cdot 0,00035 = 0,068.$$

Из проведенного анализа следует, что кривошип 1 вращается с постоянной угловой скоростью и значение вектора тангенциального (касательного) ускорения равно нулю, следовательно, угловое ускорение данного звена также равно нулю, с²:

$$\varepsilon_1 = \frac{a_{AO}^r}{l_{AO}} = \frac{0}{0,175} = 0.$$

Угловое ускорение кулисы 3 и ползуна 2, с⁻², равно

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2 = \frac{a_{AO_1}^r}{l_{AO_1}} = \frac{0,077}{0,57} = 0,135.$$

Направление действия угловых ускорений кулисы 3 и ползуна 2 указывает вектор тангенциального ускорения $\vec{a}_{BO_1}^r$, перенесенный с плана ускорений (рисунок 19, в) в точку В на схеме механизма (рисунок 19, а). При этом разрывается связь между кривошипом 1 и ползуном 2. В этом случае точка В совместно с ползуном 2 и кулисой 3 под действием вектора $\vec{a}_{BO_1}^r$ получает возможность совершать вращательное движение в направлении действия этого вектора вокруг неподвижной точки О₁ (рисунок 19, а). Полученные направления вращательных движений ползуна 2 и кулисы 3 и будут являться направлениями действий угловых ускорений данных звеньев.

Считая центры масс ползуна 2 и кулисы 3 лежащими на серединах этих звеньев, найдем скорости их центров масс, м/с²:

$$a_{s2} = |пс_2| \cdot u_a = |пб| \cdot u_a = 328 \cdot 0,00035 = 0,114,$$

$$a_{s3} = |пс_3| \cdot u_a = |пс| \cdot u_a = 194 \cdot 0,00035 = 0,068.$$

6 РАСЧЕТ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И ЭЛЕМЕНТЫ ИХ ПРИВОДА [6]

6.1 Механизм подачи

Сила инерции определяется по формуле

$$F_{иi} = m_i \cdot a_{si}, \quad (10)$$

где m_i – масса i -го звена; a_{si} – ускорение центра масс i -го звена.

Из первого этапа компоновки известны массы ползуна и кулисы $m_2 = 4,5 \text{ кг}$ и $m_3 = 26,5 \text{ кг}$.

Силы инерции ползуна 2 и кулисы 3 найдем согласно выражению (10), Н:

$$F_{и3} = m_3 \cdot a_{s3} = 26,5 \cdot 0,068 = 1,8,$$

$$F_{и2} = m_2 \cdot a_{s2} = 4,5 \cdot 0,114 = 0,5.$$

Момент инерции i -го звена определяется по формуле

$$J_{si} = 0,083 \cdot m_i \cdot l_i^2, \quad (11)$$

где m_i – масса i -го звена; l_i – длина i -го звена.

$$J_{s3} = 0,083 \cdot m_3 \cdot l_{BO_1}^2 = 0,083 \cdot 26,5 \cdot 0,57^2 = 0,714,$$

$$J_{s2} = 0,083 \cdot m_2 \cdot l_{AB}^2 = 0,083 \cdot 4,5 \cdot 0^2 = 0.$$

Угловая скорость кривошипа 1 является постоянной величиной, следовательно, угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\varepsilon_1 = 0$, тогда согласно выражению (12) имеем, Н·м,

$$M_{и1} = J_{s1} \cdot \varepsilon_1 = J_{s1} \cdot 0 = 0.$$

Момент пары сил инерции кулисы 3 найдем по выражению (12), Н·м:
 $M_{и3} = J_{s3} \cdot \varepsilon_3 = 0,714 \cdot 0,135 = 0,096.$

Ползун 2 совершает только поступательные движения, следовательно, угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\varepsilon_2 = 0$, значит момент пары сил инерции ползуна 2 равен нулю.

Определим усилия, действующие на исполнительный механизм.

Крутящий момент определяется по формуле:

$$M_{кр} = M_{соп} = G \cdot L, \quad (12)$$

$$\text{где } G = n \cdot g \cdot \rho \cdot v, \quad (13)$$

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ - плотность материала заготовки (сталь); v - объем, м^3 , равен $v = b \cdot h \cdot l = 0,15 \cdot 0,15 \cdot 2 = 0,045 \text{ м}^3$,

b , h и l - исходные размеры заготовки большего сечения,

$G = 9,8 \cdot 7800 \cdot 0,045 = 3440 \text{ Н}$ - вес заготовки, из предыдущих расчетов, $L = 0,216 \text{ м}$ - плечо.

$$M_{кр} = M_{соп} = 3440 \cdot 0,216 = 743 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

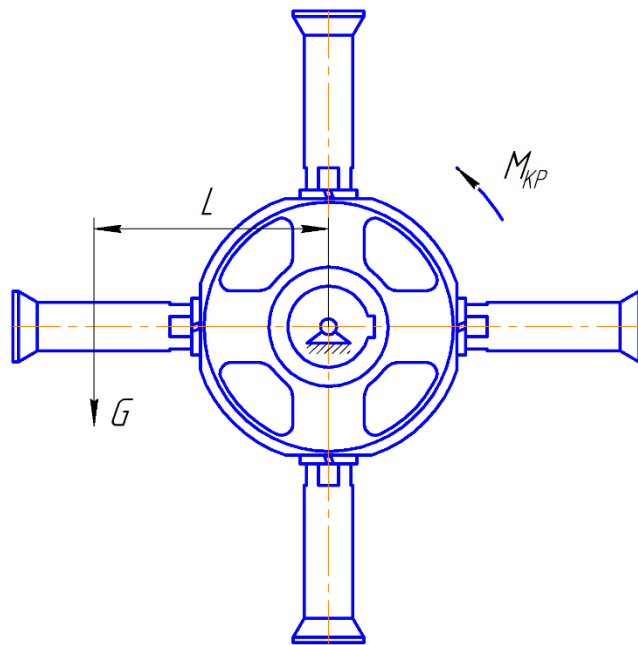


Рисунок 20 – Определение момента на приводном валу

Известные величины масса кривошипа $m_1 = 19 \text{ кг}$ и $M_{соп} = 743 \text{ Н} \cdot \text{м}$, следовательно, $G_1 = m_1 \cdot g = 19 \cdot 10 = 190 \text{ Н}$.

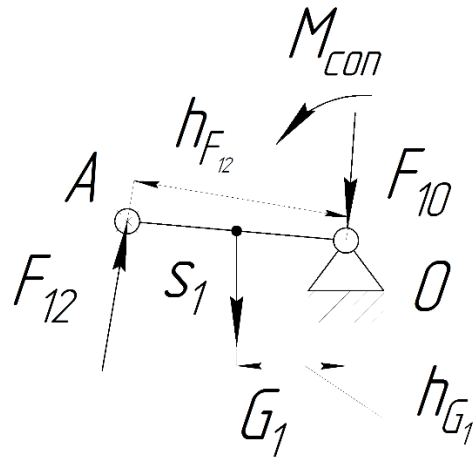


Рисунок 21 Схема сил начального механизма, $u_l = 0,001 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$

Следует определить величины реакций F_{12} и F_{10} . Для этого достаточно составить и решить скалярное уравнение моментов относительно точки O и векторное уравнение суммы сил:

$$\sum M_0(F) = 0; -F_{12} \cdot h_{F_{12}} + G_1 \cdot h_{G_1} + M_{\text{соп}} = 0;$$

$$F_{12} = \frac{G_1 \cdot h_{G_1} + M_{\text{соп}}}{h_{F_{12}}} = \frac{190 \cdot 0,065 + 743}{0,13} = 5810 \text{ Н};$$

$$\vec{F}_{12} + \vec{G}_1 + \vec{F}_{10} = 0.$$

Векторное уравнение решаем графическим путем построения плана сил (рисунок 22), из которого определяем направление силы F_{10} и ее модуль:

$$F_{10} = ab \cdot u_F = 543 \cdot 17 = 6000 \text{ Н}.$$

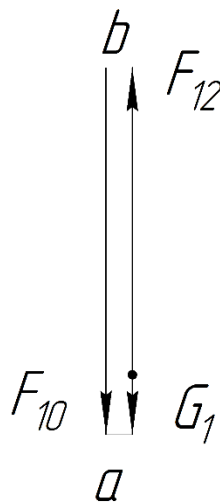


Рисунок 22 – План сил начального механизма, $u_F = 17 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

Известные величины $m_3 = 26,5 \text{ кг}$ следовательно, $G_3 = m_3 \cdot g = 26,5 \cdot 10 = 265 \text{ Н}$.

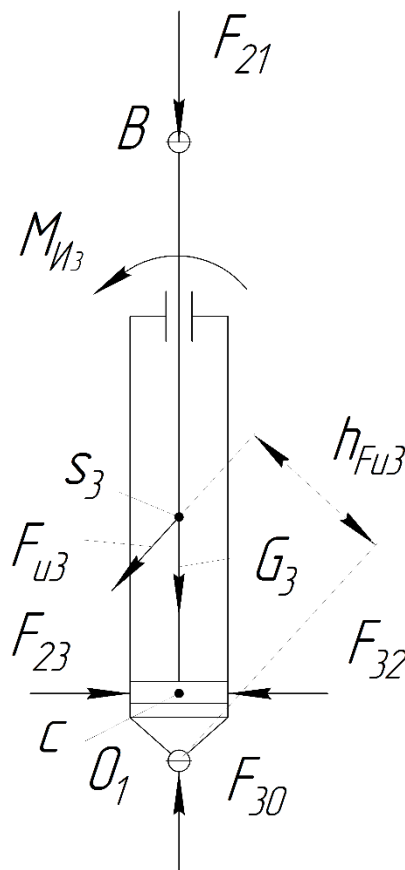


Рисунок 23 – Схема сил группы Ассур 2-3, $u_1 = 0,001 \text{ м/мм}$

Составляем уравнение моментов сил, приложенных к звеньям 2 и 3, относительно точки O_1 и находим F_{30} :

$$\sum M_{O_1}(F) = 0; -F_{32} \cdot O_1c + F_{uz} \cdot h_{Fu3} + M_{u3} = 0;$$

$$F_{32} = \frac{F_{uz} \cdot h_{Fu3} + M_{u3}}{O_1c} = \frac{1,8 \cdot 0,151 + 0,096}{0,062} = 6 \text{ Н};$$

$$\vec{F}_{32} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{21} + \vec{F}_{30} + \vec{F}_{uz} = 0.$$

Строим план сил (рисунок 24) согласно записанному векторному уравнению и находим неизвестную силу F_{30} .

$$F_{30} = ab \cdot u_F = 355 \cdot 17 = 6035 \text{ Н}.$$



Рисунок 24 – План сил группы Ассура 2-3 (ВПВ), $u_F = 17 \text{ Н/мм}$

6.2 Механизм подъема

Пренебрежем силами и моментами инерции так как они очень малы.

Определим усилия, действующие на исполнительный механизм.

Крутящий момент определяется по формуле:

$$M_{кр} = M_{соп} = G_{общ} \cdot l_1, \quad (14)$$

где $G_{общ} = G \cdot n$, (15)

$$l_1 = 0,89 \text{ м} - \text{плечо},$$

$n = 12$ - количество заготовок в партии.

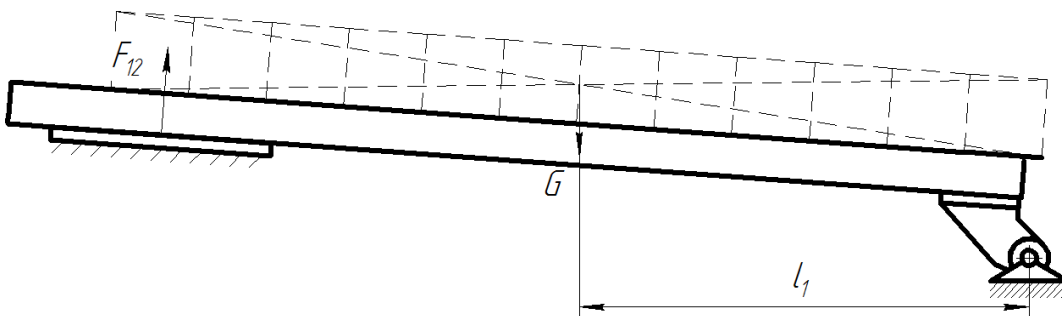


Рисунок 25 – Определение момента на стеллаже

$$G_{общ} = G \cdot n = 3440 \cdot 12 = 41280 \text{ Н};$$

$$M_{кр} = M_{соп} = G_{общ} \cdot l_1 = 41280 \cdot 0,89 = 36740 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Известные величины $m_1 = 345 \text{ кг}$, следовательно, $G_1 = m_1 \cdot g = 345 \cdot 10 = 3450 \text{ Н}$.

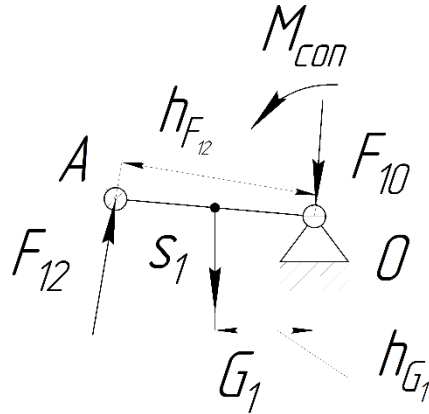


Рисунок 26 Схема сил начального механизма, $u_1 = 0,009 \text{ м/мм}$

Следует определить величины реакций F_{12} и F_{10} . Для этого достаточно составить и решить скалярное уравнение моментов относительно точки O и векторное уравнение суммы сил:

$$\sum M_0(F) = 0; -F_{12} \cdot h_{F_{12}} + G_1 \cdot h_{G_1} + M_{\text{соп}} = 0;$$

$$F_{12} = \frac{G_1 \cdot h_{G_1} + M_{\text{соп}}}{h_{F_{12}}} = \frac{3450 \cdot 0,783 + 36740}{1,566} = 25186 \text{ Н};$$

$$\vec{F}_{12} + \vec{G}_1 + \vec{F}_{10} = 0.$$

Векторное уравнение решаем графическим путем построения плана сил (рисунок 27), из которого определяем направление силы F_{10} и ее модуль:

$$F_{10} = ab \cdot u_F = 323 \cdot 90 = 29070 \text{ Н}.$$

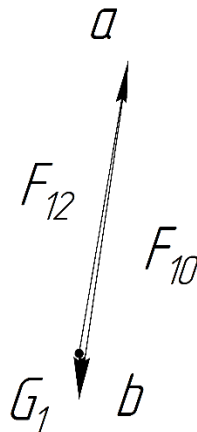


Рисунок 27 – План сил начального механизма, $u_F = 90 \text{ Н/мм}$

Известные величины $m_3 = 50 \text{ кг}$ следовательно, $G_3 = m_3 \cdot g = 50 \cdot 10 = 500 \text{ Н}$.

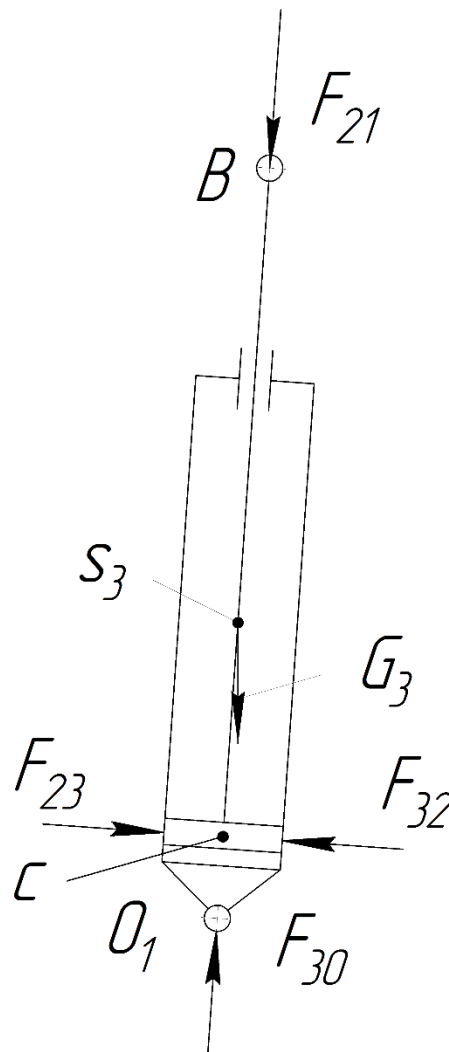


Рисунок 28 – Схема сил группы Ассура 2-3, $u_1 = 0,00147 \text{ м/мм}$

Составляем уравнение моментов сил, приложенных к звеньям 2 и 3, относительно точки O_1 и находим F_{30} :

$$\sum M_{O_1}(F) = 0; -F_{23} \cdot O_1c + G_3 \cdot h_{G3} = 0;$$

$$F_{23} = \frac{G_3 \cdot h_{G3}}{O_1c} = \frac{500 \cdot 0,023}{0,091} = 126 \text{ Н};$$

$$\vec{F}_{23} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{21} + \vec{F}_{30} = 0.$$

Строим план сил (рисунок 29) согласно записанному векторному уравнению и находим неизвестную силу F_{30} .

$$F_{30} = ab \cdot u_F = 518 \cdot 50 = 25900H$$

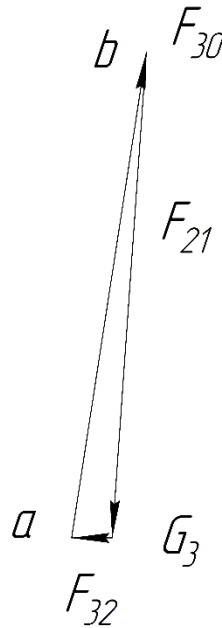


Рисунок 29 – План сил группы Ассура 2-3 (ВПВ), $u_F = 50 \text{ Н/мм}$

7 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА [7]

7.1 Расчет на прочность храпового механизма

В качестве исходных данных необходимо знать требуемый угол поворота храпового колеса $\alpha^0 = 90^\circ$ и передаваемый крутящий момент на валу храпового колеса $M_{кр}$.

Предварительное число зубьев храпового колеса $z_{\text{пр}} = \frac{360^\circ}{90^\circ} = 4$; принимают

$z_{\text{пр}} = 8 \div 48$, примем $z_{\text{пр}} = 8$.

Модуль храпового колеса, мм:

для наружного зацепления

$$m = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{z \cdot \psi \cdot [\sigma_{\text{н}}]}}; \quad (16)$$

где ψ – отношение ширины колеса к модулю, $\psi = \frac{b}{m}$;

b – ширина зуба, мм;

$[\sigma_{\text{н}}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала колеса, МПа.

Значения ψ , q и $[\sigma_u]$ для различных материалов храповых колес приведены в таблице 12. Примем материал храпового колеса поковка из стали 45 $\psi = 2$, $q = 400 \text{ Н/мм}$ и $[\sigma_u] = 120 \text{ МПа}$.

$$m = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{743 \cdot 10^3}{8 \cdot 2 \cdot 120}} = 12,75 \text{ мм},$$

$$b = \psi \cdot m = 2 \cdot 12,75 = 25,5 \text{ мм}, \text{ примем } b = 30 \text{ мм}.$$

Расчетный модуль округляем до стандартного – 16 мм.

Проверку линейного давления производят по формуле

$$\frac{2 \cdot M_{кр}}{m \cdot z \cdot b} \leq q, \quad (17)$$

где q – допускаемое давление на единицу длины зуба, Н/мм , ширина собачки

$$b_1 \leq b;$$

$$\frac{2 \cdot 743 \cdot 10^3}{16 \cdot 8 \cdot 30} \leq 400$$

$$387 \leq 400$$

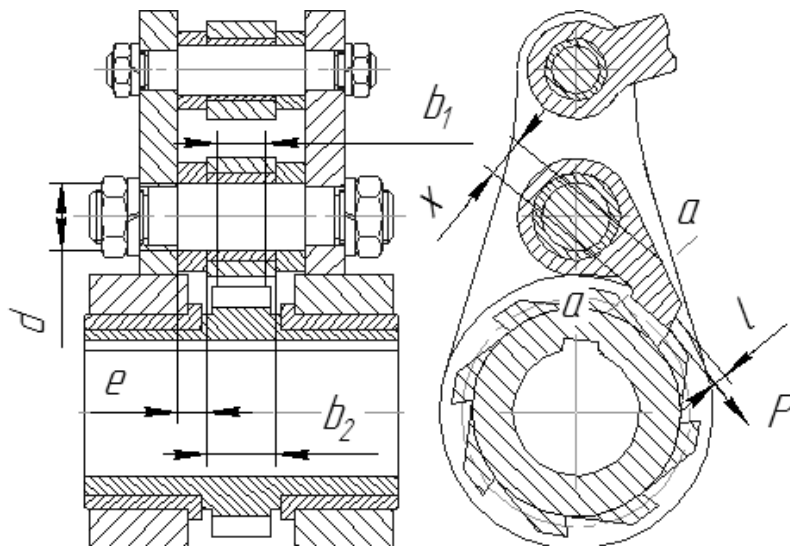


Рисунок 30 – Схема к расчету храпового механизма

Напряжение в опасном сечении а-а (рисунок 30)

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} + \frac{P}{F} \leq [\sigma_u], \quad (18)$$

где окружная сила

$$P = \frac{2 \cdot M_{KP}}{m \cdot z} = \frac{2 \cdot 743 \cdot 10^3}{16 \cdot 8} = 11610 \text{ Н};$$

Изгибающий момент

$$M_u = P \cdot l = 11610 \cdot 0,01 = 116 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (l - \text{плечо изгиба});$$

$$W = \frac{b_1 \cdot x^2}{6} = \frac{25 \cdot 30^2}{6} = 3750 \text{ мм}^3;$$

$$F = b_1 \cdot x = 25 \cdot 30 = 750 \text{ мм}^2;$$

$$[\sigma_u] \leq 50 \text{ МПа} \text{ для собачки из стали 45.}$$

$$\sigma_u = \frac{116 \cdot 10^3}{3750} + \frac{11610}{750} = 47 \leq 50.$$

Диаметр оси собачки

$$d = \sqrt[3]{\frac{P}{0,1 \cdot [\sigma_u]} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{b_2}{2} + e \right)}, \quad (19)$$

где $[\sigma_u] \leq 50 \text{ МПа}$ для оси собачки из стали 45.

$$d = \sqrt[3]{\frac{11610}{0,1 \cdot 50} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{35}{2} + 15 \right)} = 33,5 \text{ мм}; \text{ примем } d = 35 \text{ мм}.$$

7.2 Расчет на прочность вала

Валы на прочность рассчитывают по формуле

$$[\sigma_{из}] = \frac{100 \cdot \sqrt{M_u^2 + 0,45 \cdot M_{KP}^2}}{W}, \quad (20)$$

где W - момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 :

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 75^3 = 42187,5 \text{ мм}^3 - \text{для круглого сплошного сечения}; \quad [\sigma_{из}] -$$

допускаемое напряжение, МПа; M_u - максимальный изгибающий момент в опасном сечении, $\text{Н} \cdot \text{мм}$:

$$M_u = \sqrt{M_{u.z}^2 + M_{u.g}^2}, \quad (21)$$

где $M_{u.2}$ и $M_{u.6}$ – изгибающие моменты в опасном сечении, $H \cdot мм$, действующие соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях; M_{KP} – максимальный крутящий момент в опасном сечении, $H \cdot мм$;

$\sqrt{M_u^2 + 0,45 \cdot M_{KP}^2} = M_{IP}$ – максимальный приведенный (результатирующий) момент в опасном сечении, $H \cdot мм$.

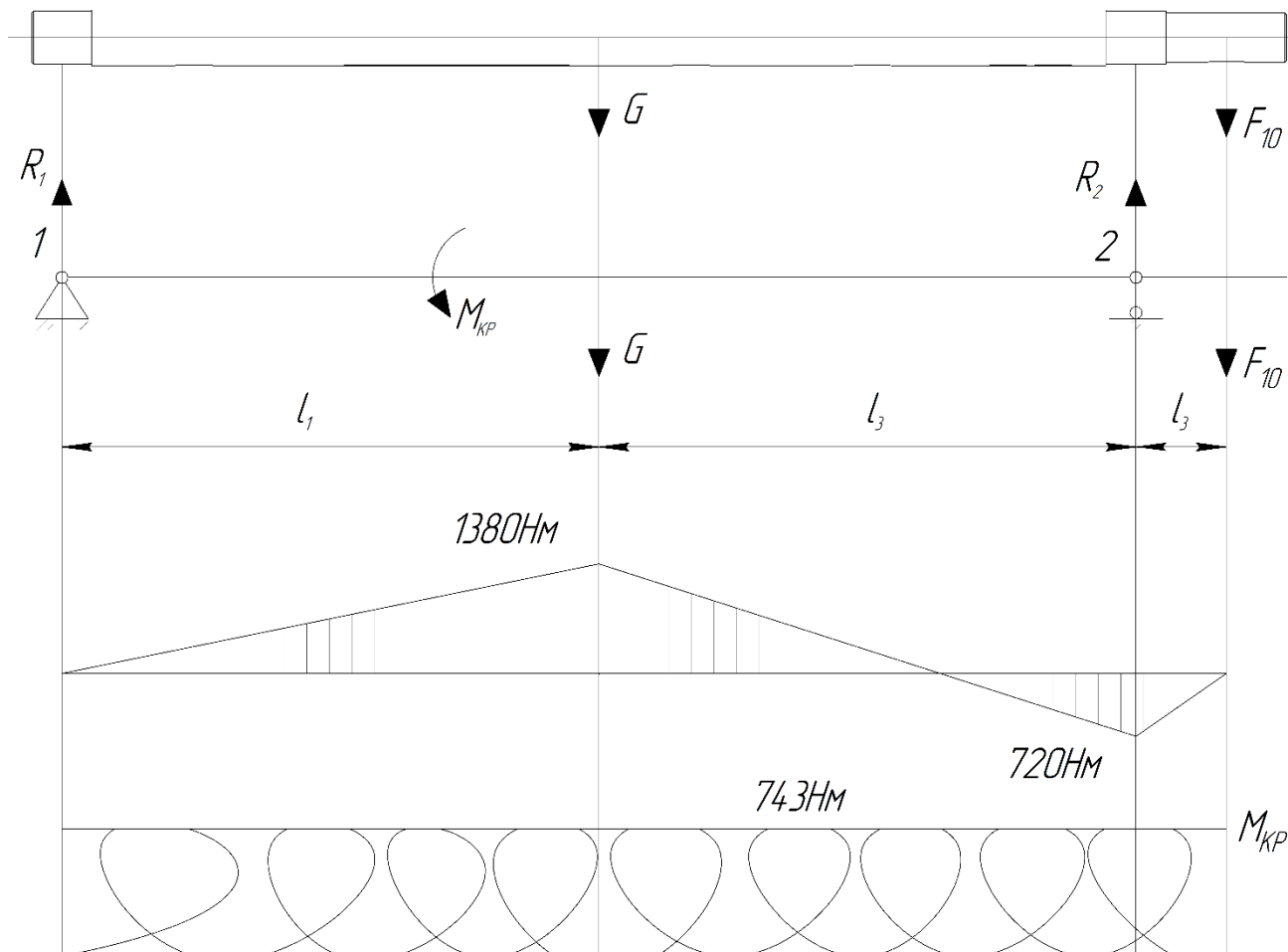


Рисунок 31 – Расчетная схема

Из предыдущих расчетов имеем $G = 3440 H$, $M_{KP} = 743 H \cdot м$, из первого этапа компоновки $l_1 = l_2 = 1012 мм$, $l_3 = 120 мм$.

Реакции опор:

$$R_1 = F_{10} - R_2 + G;$$

$$M_{T1} = -G \cdot l_1 + R_2 \cdot (l_1 + l_2) - F_{10} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_2 = \frac{F_{10} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + G \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{6000 \cdot 2144 + 3440 \cdot 1012}{2024} = 8076 H;$$

$$R_1 = 6000 - 8076 + 3440 = 1364 H.$$

Проверяем на прочность опасное сечение под усилием G.

Максимальный изгибающий момент по формуле (21)

$$M_u = 1380 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$[\sigma_{из}] = \frac{100 \cdot \sqrt{M_u^2 + 0,45 \cdot M_{кр}^2}}{W} = \frac{100 \cdot \sqrt{1380^2 + 0,45 \cdot 743^2}}{42187,5} \approx 3,5 \text{ МПа}.$$

Для стали 45 (улучшение) ГОСТ 1050-2013: $\sigma_{из} = 175 \text{ МПа}$; принимаем коэффициент запаса прочности $[n] = 2,5$, ($[n] = 1,2 \div 2,5$); $K_\sigma = 2,0$ – эффективный коэффициент концентрации напряжения; $K_{PH} = 1,0$ – коэффициент режима нагрузки;

$$[\sigma_{из}] = \frac{\sigma_{из}}{[n] \cdot K_\sigma} \cdot K_{PH} = \frac{175}{2,5 \cdot 2} \cdot 1 = 35 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

7.3 Расчет шпоночных соединений

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см}, \text{ для Ст2 ГОСТ 1050-2013 } [\sigma]_{см} = 120 \text{ МПа}.$$

где T — передаваемый вращающий момент, Н·мм;

d — диаметр вала в месте установки шпонки; площадь смятия $A_{см} = (h - t) l_p$;

l_p — рабочая длина шпонки.

Шпонка 20x12x56 ГОСТ 23360-78

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 743 \cdot 10^3}{75 \cdot 56 \cdot (12 - 7,5)} = 79 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см}$$

Условие прочности выполнено.

Шпонка 18x11x50 ГОСТ 23360-78

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 743 \cdot 10^3}{65 \cdot 50 \cdot (11 - 7)} = 114 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см};$$

Условие прочности выполнено.

7.4 Расчет пальцев на прочность

Расчет пальцев стеллажа, для Стали 45 ГОСТ 1050-2013 $[\tau]_c = 85 \text{ МПа}$.

$$\tau_c = \frac{2 \cdot F}{m \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]_c,$$

где $F=F_{10}=29070 \text{ Н}$ – усилие;

m – количество пальцев;

$d=32 \text{ мм}$ – диаметр пальца.

$$\tau_c = \frac{2 \cdot 29070}{2 \cdot 3,14 \cdot 32^2} = 9 \text{ МПа} \leq [\tau]_c$$

Условие прочности выполняется.

Расчет пальца шарнирной головки пневмоцилиндра механизма подачи, для Стали 45 ГОСТ 1050-2013 $[\tau]_c = 85 \text{ МПа}$.

$$\tau_c = \frac{2 \cdot F}{m \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]_c,$$

где $F=F_{10}=5810 \text{ Н}$ – усилие;

m – количество пальцев;

$d=25 \text{ мм}$ – диаметр пальца.

$$\tau_c = \frac{2 \cdot 5810}{1 \cdot 3,14 \cdot 25^2} = 6 \text{ МПа} \leq [\tau]_c$$

Условие прочности выполняется.

8. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК

Для осуществления подачи заготовок и подъема стеллажа остановим свой выбор на пневмоприводе.

Преимущества по сравнению с гидравлическими электрическими приводами.

- простота конструкции и технического обслуживания;
- пожаро- и взрывобезопасность;
- надежность работы в широком диапазоне температур, в условиях пыльной и влажной окружающей среды;
- значительно больший срок службы, чем гидро- и электропривода;

- высокое быстродействие. Здесь имеется в виду не скорость передачи сигнала (управляющего воздействия), а реализуемые скорости рабочих движений, обеспечиваемых высокими скоростями движения воздуха;

- возможность передачи пневмоэнергии на относительно большие расстояния по магистральным трубопроводам и снабжение сжатым воздухом многих потребителей;

- отсутствие необходимости в защитных устройствах от перегрузки давлением у потребителей;

- безопасность для обслуживающего персонала при соблюдении общих правил, исключающих механический травматизм;

- улучшение проветривания рабочего пространства за счет отработанного воздуха.

По ГОСТ 15608-81 подбираем для механизма подъема стеллажа (расчетное усилие на пневмоцилиндр $F_{12}=25186\text{Н}$) пневмоцилиндр с фактическим усилием $F=27800\text{Н}$ при давлении в магистрали $0,63\text{МПа}$ с диаметром поршня 250мм , с креплением на проушине.

По ГОСТ 15608-81 подбираем для механизма подачи заготовок (расчетное усилие на пневмоцилиндр $F_{12}=5810\text{Н}$) пневмоцилиндр с фактическим усилием $F=6700\text{Н}$ при давлении в магистрали $0,63\text{МПа}$ с диаметром поршня 125мм , с креплением на проушине.

Расчетные усилия взяты из предыдущих расчетов.

9. ОПИСАНИЕ И ПРИНЦИП РАБОТЫ МАШИНЫ ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК НА ТРАНСПОРТНЫЙ РОЛЬГАНГ

9.1 Описание конструкции

Машина для поштучной подачи заготовок (ЮУрГУ-15.04.02.2017.222.01.00.00) состоит из наклонного стеллажа 4, установленного шарнирно на стойках 12 и 26. Стеллаж 4 может менять угол наклона с помощью пневмоцилиндра 23, закрепленного на стойке стеллажа 1. Для того чтобы под весом заготовок стеллаж 3 по краям не прогибался, установлены направляющие, состоящие из направляющих стержней 2 и втулок 3. На стеллаже 4 установлен ограничитель, служащий преградой для излишних заготовок (поштучная подача) с возможностью регулировки. Регулировка осуществляется перемещением упора вдоль стеллажа 4 по средствам винт-гайки. Поштучное отделение происходит за счет дискового механизма 6. Механизм приводится в движение от пневмоцилиндра 18.

9.2 Принцип работы

Пакет заготовок укладывается на наклонный стеллаж 4, освобождается от обвязочной проволоки и раскатывается в один слой, при этом первая заготовка упирается в упор. Оператор включает привод дискового механизма 6 отделения заготовок с помощью пневмоцилиндра 18 начинает совершать вращательное движение почасовой стрелке. Остановившаяся заготовка, вращением дискового механизма 6, отделяется от партии заготовок. Угол поворота дискового механизма ограничен ходом пневмоцилиндра 28. При попадании заготовки на рольганг 11 включается привод рольганга, в это же время шток пневмоцилиндра 28 возвращается в исходное положение в холостую, т. е. диски остаются в покое, не создавая помех перемещению заготовки по рольгангу 11. Достигается это с помощью храпового механизма. После того как заготовка пройдет заданный технологический путь по рольгангу 11 привод его отключается и включается привод поштучной подачи.

Технологический цикл повторяется.

9.3 Смазка

Смазку пальцев и втулок скольжения механизма проводят при монтаже и ремонте консистентной смазкой Литол 24 ГОСТ 21150-87. Подшипники скольжения смазывают путем подачи консистентной смазки Литол 24 ГОСТ 21150-87 через пресс-масленки. Храповое зацепление также смазывается смазки Литол 24 ГОСТ 21150-87

10. АВТОМАТИЗАЦИЯ МАШИНЫ ДЛЯ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ ЗАГОТОВОК НА ТРАНСПОРТНЫЙ РОЛЬГАНГ

В данной машине необходимо контролировать следующие этапы:

- поддержание заданной скорости вращения механизма поштучной подачи;
- управление согласованным включением и отключением привода механизма поштучной подачи и привода рольганга.

Поддержание заданной скорости вращения механизма поштучной подачи

Пневматическая система (рисунок 32) механизма поштучной подачи включает в себя [8]:

- пневмоцилиндр, служит для преобразования движения сжатого воздуха в поступательно движение штока;
- регулируемый пневмодроссель, служит для изменения расхода воздуха, что обеспечивает плавное перемещение штока цилиндра;
- пневмораспределитель, служит для регулирования направления сжатого воздуха;
- предохранительный клапан давления, служит для предотвращения повышения давления;
- блок подготовки сжатого воздуха, служит для очистки и осушке сжатого воздуха.

Электродвигатель, компрессор и ресивер не входят в пневматическую систему данной машины т. к. машина запитывается сжатым воздухом от общей магистрали цеха, в которой имеется компрессорная станция.

Поддержание заданной скорости вращения будет осуществляться по принципу компенсации ошибки (рисунок 33). Объектом управления является пневмодроссель.

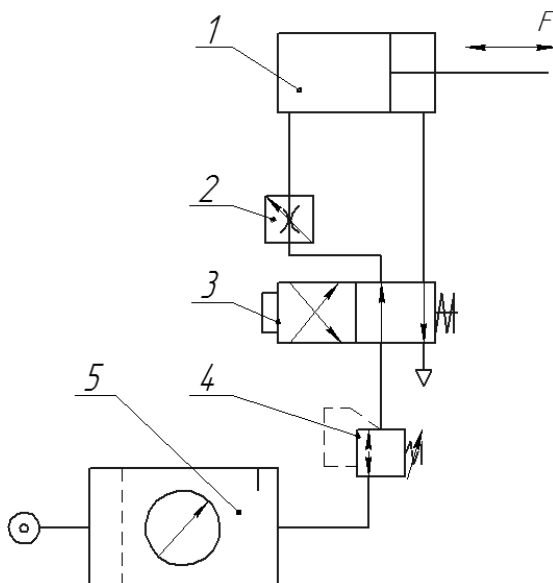


Рисунок 32 – Пневматическая система механизма поштучной подачи (1- пневмоцилиндр; 2-пневмодроссель; 3- пневмораспределитель; 4- предохранительный клапан давления; 5- блок подготовки сжатого воздуха)

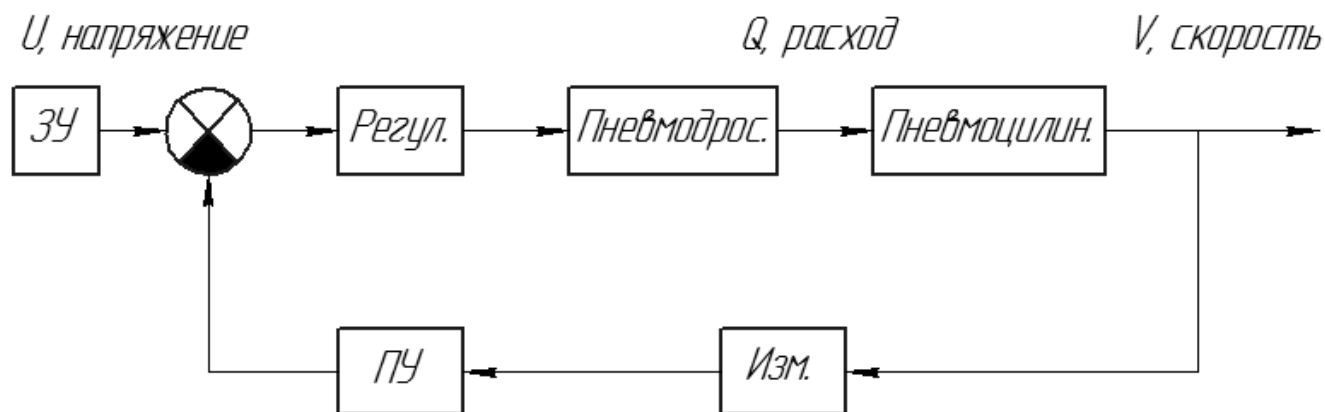


Рисунок 34 – Схема поддержания заданной скорости вращения механизма поштучной подачи (ЗУ – задающее устройство; Регул. – регулятор; Изм. – измерительное устройство, энкодер; ПУ – преобразовательное устройство)

Система работает следующим образом. Оператор с помощью пульта управления (задающее устройство) падает сигнал в виде напряжения на

пневмодроссель. Пневмодроссель с учетом величины поданного на него напряжения меняет расход путем создания местного сопротивления потоку сжатого воздуха. За счет изменения расхода сжатого воздуха меняется скорость потока воздуха и, следовательно, скорость штока пневмоцилиндра. На приводном валу вмонтирован энкодер, который измеряет скорость вращения механизма поштучной подачи и передает на преобразующее устройство. Преобразующее устройство преобразует измеренную скорость в напряжение и передает в блок сравнения. На данном этапе происходит сравнение данного напряжения с заданным и при отличии этих величин система компенсирует ошибку.

Управление согласованным включением и отключением привода механизма поштучной подачи и привода рольганга

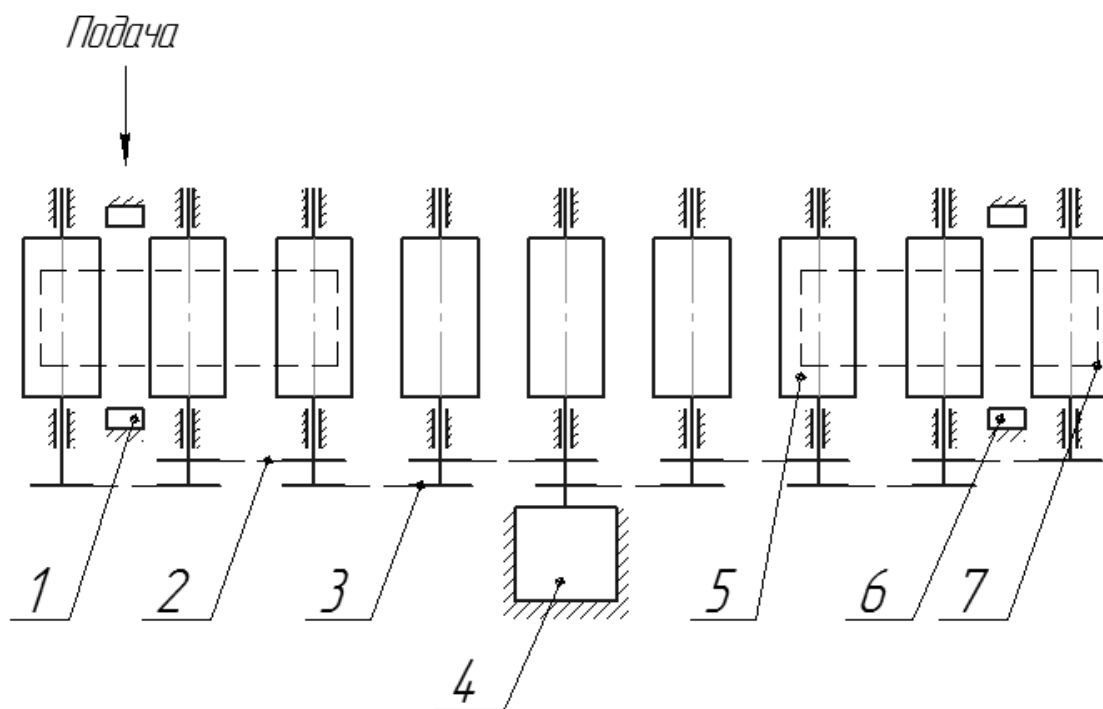


Рисунок 34 – Схема транспортного рольганга (1 – фотодатчик №1; 2 – роликовая цепь; 3 – звездочка; 4 – мотор-редуктор; 5 – ролик; 6 – фотодатчик №2; 7 – заготовка)

Пневматическая система (рисунок 32) механизма поштучной подачи. Схема транспортного рольганга приведена на рисунке 34. Согласованное включение и выключение привода механизма поштучной подачи и привода рольганга будет

осуществляться по принципу управления (рисунок 35). Объектами управления являются электродвигатель привода рольганга и пневмораспределитель пневматической системы привода механизма поштучной подачи, а управляющими устройствами являются фотоэлектрические датчики.

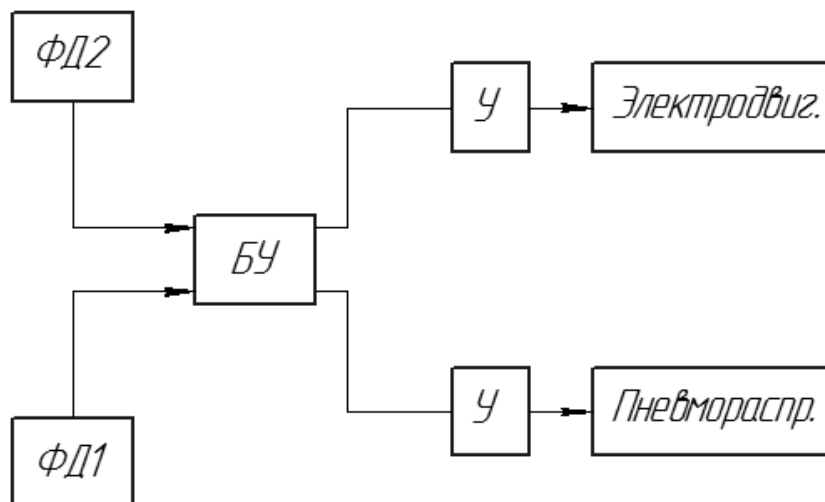


Рисунок 35 – Схема согласованного включения и выключения привода механизма поштучной подачи и привода рольганга (ФД1 – фотоэлектрический датчик №1; ФД2 – фотоэлектрический датчик №2; БУ – блок управления; У – усилитель напряжения)

Система работает следующим образом. После того как механизм поштучной подачи подаст заготовку на транспортный рольганг, заготовка пересекает луч ФД1. Сигнал от датчика поступает в блок управления, блок управления одновременно переключает каналы подачи сжатого воздуха пневмораспределителем, пневмоцилиндр возвращается в исходное положение, не создавая помех заготовке и включает привод транспортного рольганга. По истечению заданного технологического пути заготовка пересекает луч ФД2. Сигнал от датчика поступает в блок управления, блок управления одновременно переключает каналы подачи сжатого воздуха пневмораспределителем, пневмоцилиндр совершает рабочий ход и отключает привод транспортного рольганга.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе был выполнен обзор и анализ современного оборудования для поштучной подачи заготовок. Была разработана принципиальная схема будущей машины. Проведены структурный, кинематический и силовой анализы. Для достаточно нагруженных элементов механизма проведен прочностной расчет. Выполнены сборочные и рабочие чертежи в системе автоматизированного проектирования Компас-3d v16.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 93038285/03 Российская федерация, МПК⁷: В65G47/02. Устройство для подачи изделий на транспортный рольганг / В.В. Трубкин, В.И. Новиков - № 2057697; заявл. 02.08.1993; опубл. 10.04.1996.
2. Пат. 99104448/03 Российская федерация, МПК⁷: В65G47/24. Устройство для поштучной подачи длинномерных заготовок / Б.И. Тартаковский, Б.И. Самохин, Л.Н. Горячев, Е.Н. Фоминых, П.Ю. Поляков. - № 2186718; заявл. 09.03.1999; опубл. 27.12.2000.
3. Пат. 475331 Российская федерация, МПК⁷ В65G 59/00. Автоматическое устройство для поштучной подачи проката в зону обработки / Г.И. Сигаев, В.В. Сырцов. - № 1924591; заявл. 17.05.1973; опубл. 30.06.1975.
4. Пат. 2615826 Российская федерация, МПК⁷ В65G 47/14, В65G 47/74. Устройство для поштучной подачи длинномерных заготовок / С.И. Закарлюкин, Г.И. Коваль. - № 2016106061; заявл. 20.02.2016; опубл. 11.04.2017.
5. Теория механизмов и машин: электронный ресурс / П. Н. Сильченко, М. А. Мерко, М. В. Меснянкин, А. В. Колотов, Е. В. Беляков. – Красноярск: Изд-во ИПК СФУ, 2008. – 132с.
6. Силовой анализ рычажных механизмов: учебник / под ред. Т.С. Володина – Томск – 2001. - 22с.
7. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в 2 т. 7-е изд. М.: Машиностроение, 1992.
8. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / под ред. Герц Е. В. - М.: Машиностроение, 1981.
9. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 1. Изд.