|  |  |
| --- | --- |
|  | **Министерство науки и высшего образования Российской Федерации Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования**  **«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана**  **(национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана)** |
|  |  |

КАФЕДРА:

«Теории механизмов и машин»

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

***К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ НА ТЕМУ:***

***Проектирование и исследование механизмов***

***плунжрного питателя***

Студент Э2-51Б **Рахимгалиев Т.**

(Группа) (Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Руководитель курсового проекта **Калинин Д.В.**

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

*2019г*

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования**

**«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»**

**(МГТУ им. Н.Э. Баумана)**

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

(Индекс)

**З А Д А Н И Е**

(И.О.Фамилия)

« » 20 г.

# на выполнение курсового проекта

по дисциплине «Теория машин и механизмов» Студент группы Э2 -51Б

Рахимгалиев Темирлан

(Фамилия, имя, отчество)

Тема курсового проекта Проектирование и исследование механизмов плунжерного питателя

Направленность КП (учебный, исследовательский, практический, производственный, др.) учебная

Источник тематики (кафедра, предприятие, НИР): кафедра РК-2 График выполнения проекта: 25% к нед., 50% к нед., 75% к нед., 100% к нед.

***Задание:*** Проектирование основного механизма буровой установки, исследование его движения, проведение кинетостатического силового расчёта основного механизма, проектирование эвольвентной прямозубой цилиндрической зубчатой передачи, проектирование однорядного планетарного редуктора с внутренними зацеплениями и проектирование кулачкового механизма с роликовым вращательно движущимся толкателем

***Оформление курсового проекта:***

Расчетно-пояснительная записка на 35 - 55 листах формата А4.

Перечень графического (иллюстративного) материала (чертежи, плакаты, слайды и т.п.): чертежи 4 листа формата А1

Дата выдачи задания «05» сентября 2019г.

**Руководитель курсового проекта** Калинин Д.В.

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

**Студент** Рахимгалиев Т.

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Примечание: Задание оформляется в двух экземплярах: один выдается студенту, второй хранится на кафедре.

##### Аннотация

Пояснительная записка к курсовой работе «Проектирование и исследование механизмов плунжерного питателя» содержит 30 страниц машинописного текста, 6 таблиц, 2 приложения. Состоит из 4 частей, для написания было использовано 5 источников.

Ключевые слова: основной механизм двигателя; закон движения звена приведения; маховая масса; кинетостатический силовой расчет; цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача; двухрядный планетарный механизм; кулачковый механизм.

В пояснительной записке приведено: проектирование основного механизма двигателя, определение закона движения звена приведения, расчет дополнительной маховой массы, кинетостатический силовой расчет основного рычажного механизма, проектирование цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи, проектирование двухрядного планетарного механизма, проектирование кулачкового механизма.

##### Содержание

Аннотация . . . . . . . . . . 3

Техническое задание . . . . . . . . 5

1. Краткое описание работы механизма . . . . . . 5
2. Исходные данные. . . . . . . . . 8
3. *Проектирование основного механизма и определение закона движения звена приведения*

. . . . . . . . . . . 10

* 1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям .

. . . . . . . . . . . 10

* 1. [Определение функций положения, кинематических передаточных функций скоростей точек механизма . . . . . . . . . . 10](#_TOC_250017)
  2. [Построение индикаторной диаграммы и графика силы . . 12](#_TOC_250016)
  3. [Определение приведенных моментов инерции . . . . 13](#_TOC_250015)
  4. [Приведенный суммарный момент. . . . . . 14](#_TOC_250014)
  5. [Определение суммарной работы и кинетической энергии первой и второй групп звеньев . . . . . . . . . . 15](#_TOC_250013)
  6. [Определение угловой скорости звена приведения. . . . 16](#_TOC_250012)
  7. [Определение углового ускорения звена приведения. . . . 17](#_TOC_250011)
  8. [Определение размеров маховика . . . . . . 17](#_TOC_250010)
  9. [Выбор электродвигателя и учёт его механической характеристики 17](#_TOC_250009)

1. Силовой расчет рычажного механизма . . . . . 18
   1. [Исходные данные. . . . . . . . . 18](#_TOC_250008)
   2. [Построение механизма . . . . . . . 19](#_TOC_250007)
   3. [Нахождение скоростей и ускорений точек механизма . . . 19](#_TOC_250006)
   4. [Определение значений и направлений главных векторов и главных моментов сил инерции для заданного положения механизма. . . . . 20](#_TOC_250005)
   5. Силовой расчёт. . . . . . . . . 21
2. Проектирование эвольвентной зубчатой передачи и планетарного редуктора 24
   1. [Расчёт основных геометрических размеров передачи. . . . 24](#_TOC_250004)
   2. Выбор коэффициентов смещения с учётом качественных показателей работы зубчатой передачи . . . . . . . . 25
   3. Построение профиля зуба, изготовленного реечным инструментом. 26
   4. Построение проектируемого зубчатого зацепления . . . 26
   5. Проектирование планетарного редуктора. . . . . 27
   6. Построение плана скоростей. . . . . . . 29
3. [Проектирование кулачкового механизма . . . . . 30](#_TOC_250003)
   1. [Теоретическая часть. . . . . . . . 30](#_TOC_250002)
   2. Определение кинематических передаточных функций

толкателя, скоростей и ускорений кулачка. . . . . 30

* 1. [Определение основных размеров кулачкового механизма по условию ограничения угла давления. . . . . . . . . . 31](#_TOC_250001)
  2. [Построение теоретического (центрового) и конструктивного профилей кулачка .](#_TOC_250000)

. . . . . . . . . . . 32

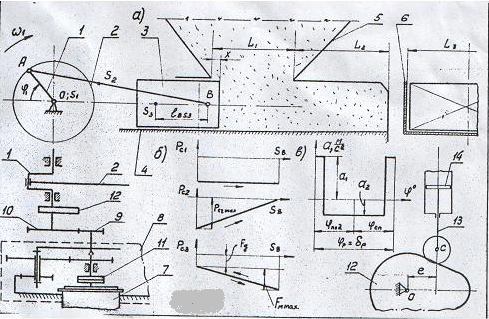
3) Приложения. . . . . . . . . . 33

4) Заключение . . . . . . . . . 39

1. Список литературы . . . . . . . . 40
2. **Техническое задание**
   1. **Краткое описание работы механизмов установки**

Плунжерный питатель, применяемый обычно на предприятиях легкой и пищевой промышленности для подачи насыпных грузов из бункеров, состоит из лотка 6, по днищу которого перемещается плунжер кривошипно-ползунного механизма 1,2,3,4.

Рис. 1. Общий вид плунжерного питателя



При ходе вперед плунжер перемещает перед собою по лотку насыпной груз, который ссыпается через переднюю кромку лотка в приемное устройство; при ходе назад плунжер освобождает место для новой порции насыпного груза, поступающего в лоток из горловины бункера 5.

Коленчатый вал привода питателя приводится в движение электродвигателем 7 (число оборотов электродвигателя nд = 1480об/мин) через планетарный редуктор 8 с числом сателлитов к=3 и открытую прямозубчатую передачу, состоящую из колес 9,10(модуль m=3). Требуемая неравномерность движения механизма обеспечивается установкой муфты(маховика) 11 с соответствующим моментом инерции.

Смазка подвижных соединений механизма осуществляется под давлением от масляного насоса кулачкового типа 12,13,14. Закон изменения ускорения плунжера насоса представлен на рис1в. Сила сопротивления перемещению плунжера (см. графики рис.1б).

Pc=Pc1+Pc2+Pc3,

где Pc1-сила трения насыпного груза на участке L2;

Pc2 - сила сопротивления среза насыпного груза плунжером в горловине бункера и сопротивление трения насыпного груза о днище и стенки лотка под горловиной бункера,

Pc2=Pc2max\*(L1-x)\*(1\L1);

Pc3- сила трения плунжера о днище лотка Fд  и о материал Fм , находящейся над плунжером в горловине бункера,

Pc3=Fд+Fm=Fд+Fmax(x/L1).

Примечание.(для определенного(конкретного) груза

А). Pc1=f1(L2,L3,L4)=const ,

Б). Pc2max=f2(L1,L3,L4)=const ,

B). Fmmax=f3(L1,L3)=const.

Основные результаты расчета привести в табл. 1 – 4 (Приложение I).

**Таблица 1**. Исходные данные

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **№** | **Наименование параметра** | **Обозначение** | **Размерность** | **Числовые значения** |
| **1** | Средняя скорость поршня | *vср* | *м/сек* | 0,14 |
| **2** | Отношение длины шатуна к длине кривошипа | *l AB*  *lOA* | *-* | 5,8 |
| **3** | Отношение расстояния от точки А до центра тяжести S2 шатуна к длине шатуна | *l AS*  2  *l AB* | *-* | 0,275 |
| **4** | Число оборотов коленчатого вала | *n*1 | *об/мин* | 32 |
| **5** | Силы сопротивления | *P*c1 | *Н* | 440,5 |
| **6** |  | *P*c2max | *Н* | 686,7 |
| **7** |  | *F*mmax | *Н* | 490,5 |
| **8** |  | *F*g | *Н* | 245,25 |
| **9** | Вес шатуна | *G*2 | *кг* | 117,72 |
| **10** | Вес плунжера | *G*3 | *кг* | 392,4 |
| **11** | Положение центра тяжести звена 3 | *l BS3* | *м* | 0,12 |
| **12** | Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести | *IS2* | *Кг\*м2* | 0,069 |
| **13** | Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала | ** | *-* | 1/18 |
| **14** | Момент инерции коленчатого вала (без маховика) | *J*01 | *Кг\*м2* | 0,029 |
| **16** | Маховой момент ротора электродвигателя 7 | *GD*Р*2* | *Кгс\*м\*с2* | 0.05 |
|  |  | *J*Р | *Кг\*м2* | 0.013 |
| **17** | Момент инерции редуктора и зубчатых колес 9, 10, приведенный к валу электродвигателя | *GD*Р*2* | *Кгс\*м\*с2* | 0.05 |
|  |  | *J*Ред | *Кг\*м2* | 0.008 |
| **18** | Угловая координата кривошипа для силового расчета | **1 | *град* | 30 |
| **19** | Число зубьев колес | **9 | *-* | 10 |
|  |  | **10 | *-* | 25 |
| **20** | Ход плунжера 13 масляного насоса | *h* | *м* | 0,01 |
| **21** | Угол рабочего профиля кулачка | **раб | *град* | 330 |
| **22** | Отношение между величинами ускорений  толкателя | **а1/а2 | *-* | 2 |

### Проектирование основного механизма и определение закона движения звена приведения

##### Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям.

Угловая скорость шатуна находится по формуле:

где *n*1 - заданное число оборотов минуту.

Длина кривошипа определяется:

(1.1)

Где , следовательно,

Так как  *, получаем:*

Аналогично, при помощи коэффициента получается:

Назначаем длину кривошипа на чертеже: ОА=33 мм;

Тогда масштаб:

Кинематическая схема механизма выполнена в масштабе . Номера позиций кривошипа 1 обозначены 0,1…12.

##### Определение функций положения, кинематических передаточных функций скоростей точек механизма.

Каждая точка системы обладает координатами в ПСК, которые можно вычислить по формулам, представленным ниже:

#### 𝑥𝐴(𝜑) = -𝑙𝑂𝐴 cos (𝜑), (1.2)

𝑦𝐴(𝜑) = 𝑙𝑂𝐴 sin (𝜑), (1.3)

𝑥В(𝜑) = 𝑙𝐴𝐵 cos 𝜑2(𝜑) + 𝑥𝐴(𝜑), (1.4)

𝑦𝐵(𝜑) = 0, (1.5)

𝑥𝑆2(𝜑) = 𝑥𝐴(𝜑) + 𝑙𝐴𝑆 cos 𝜑2(𝜑), (1.6)

Где ), а , , берутся из формулы (1.1) и отношении , .

Передаточная функция - производные от функции положения по обобщенной координате.

Первая производная называется первой передаточной функцией или аналогом скорости (обозначается V*q,ωq*), вторая - второй передаточной функцией или аналогом ускорения (обозначается *аq, εq*). Для данного курсового проекта и механизма передаточные функции вычисляются по формулам:

, (1.9)

, (1.10)

, (1.11)

, (1.12)

 (1.13)

 (1.14)

, (1.15)

, (1.16)

, (1.17)

, (1.18)

Где соответствующие берутся из формул (1.3) – (1.8).

,  и  можно вычислить по теореме Пифагора, используя в качестве слагаемых формулы (1.9) и (1.10), (1.11) и (1.12), (1.13) и (1.14):

, (1.19)

 (1.20)

, (1.21)

Функции положения и кинематические передаточные функции точек механизма рассчитаны на ЭВМ с использованием программы Mathcad. Результаты расчета приведены в Таблице3:

Масштабы графиков: ;

**Таблица 2.** Результаты аналогов скоростей

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **  град | *VqB,*  м | *VqS* 2,  м | *u*1  2, |
| 0 | 0 | 0.048 | 0.172 |
| 30 | 0.028 | 0.052 | 0.15 |
| 60 | 0.052 | 0.06 | 0.087 |
| 90 | 0.066 | 0.066 | 0 |
| 120 | 0.062 | 0.063 | -0.087 |
| 150 | 0.038 | 0.054 | -0.15 |
| 180 | 0 | 0.048 | -0.172 |
| 210 | -0.038 | 0.054 | -0.15 |
| 240 | -0.062 | 0.063 | -0.87 |
| 270 | -0.066 | 0.066 | 0 |
| 300 | -0.052 | 0.066 | 0.87 |
| 330 | -0.028 | 0.052 | 0.15 |
| 360 | 0 | 0.048 | 0.172 |

**1.3 Построение индикаторной диаграммы и графика силы.**

График силы находим из условия:



(1.22)

Масштаб графика силы:

Положительное значение силы соответствует положительному знаку работы этой силы, а отрицательное – отрицательному. Определение зависимости силы, действующей на поршень от угла давления рассчитана на ЭВМ с использование программы MathCad. Графики расчета приведены в Приложении1(П 1.1.).

**1.4 Определение приведенных моментов инерции.**

Приведенный момент инерции – расчетный момент инерции динамической модели, кинетическая энергия которой равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма. В механизме двигателя во вторую группу звеньев входят звено 3 – поршень и звено 2 – шатун.

Приведенные моменты этих звеньев определяются по следующим формулам:

, (1.23)

, (1.24)

, (1.25)

Где – масса каждого из звеньев 2 и 3 соответственно, приведенные в СИ;

– момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс, также приведенный в СИ.

Суммарный момент инерции второй группы звеньев равен, соответственно, сумме моментов инерции, вычисленных по формулам (1.24) - (1.26):

, (1.27)

На чертеже представлены графики изменения суммарного момента инерции механизма и его составляющих - .

Моменты инерции механизма рассчитаны на ЭВМ с использованием программы MathCad. Результаты расчета приведены в Таблице 4:

**Таблица 4**. Результаты приведенных моментов инерции

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| φ, град | пр  J3,  *кг*  *м*2 | пр  JP2,  *кг*  *м*2 | пр  JB2,  *кг*  *м*2 | JIIΣпр,  *кг*  *м*2 |
| 0 | 0 | 0.28 | 0.002 | 0.03 |
| 30 | 0,032 | 0,033 | 0,002 | 0,066 |
| 60 | 0,11 | 0,045 | 0,0005 | 0,155 |
| 90 | 0,176 | 0,053 | 0 | 0,228 |
| 120 | 0.156 | 0,048 | 0,0005 | 0,205 |
| 150 | 0,058 | 0,035 | 0,002 | 0,0095 |
| 180 | 0 | 0,028 | 0,002 | 0,03 |
| 210 | 0,058 | 0,035 | 0,002 | 0,095 |
| 240 | 0.156 | 0,048 | 0,0005 | 0,205 |
| 270 | 0,176 | 0,053 | 0 | 0,228 |
| 300 | 0,11 | 0,045 | 0,0005 | 0,155 |
| 330 | 0,032 | 0,033 | 0,002 | 0,066 |
| 360 | 0 | 0.28 | 0.002 | 0.03 |

Масштаб графиков: .

**1.5 Приведенный суммарный момент.**

Для определения закона движения механизма заменяют реальный механизм его одномассовой динамической моделью и находят приложенные к ее звену суммарный приведенный момент:

, (1.28)

Приведенный момент , заменяющий движущую силы , определяют в каждом положении механизма по формуле:

, (1.29)

Далее приведенный моменты движения определяют по формулам:

*,* (1.30)

, (1.31)

, (1.32)

Построение графиков приведенных моментов в приложении MathCad представлено в Приложении 1 (П. 1.2.).

Суммарный приведенный момент сил - условный момент пары сил, развивающий мощность, равную сумме мощностей сил и моментов пар сил, действующих на звенья механизма. Направление приведенного момента сил принимают совпадающим с направлением угловой скорости звена приведения. Таким образом, суммарный приведенный момент сил заменяет все силы и мощности, приложенные к различным звеньям механизма. Работа движущих сил за цикл определяется по формуле: