Содержание

Введение

1 Синтез и анализ рычажного механизма

1.1 Структурный анализ механизма

1.2 Определение недостающих размеров

1.3 Определение скоростей точек механизма

1.4 Определение ускорений точек механизма

1.5 Диаграммы движения выходного звена

1.6 Определение угловых ускорений и скоростей

1.7 Определение ускорений центров масс звеньев механизма

1.8 Аналитический метод расчёта механизма

2 Силовой расчет рычажного механизма

2.1 Определение сил инерции

2.2 Расчет диады 4-5

2.3 Расчет диады 2-3

2.4 Расчет кривошипа

2.5 Определение уравновешивающей силы

2.6 Определение мощностей

2.7 Определение кинетической энергии и приведенного момента инерции механизма

3 Геометрический расчет зубчатой передачи. Проектирование планетарного механизма

3.1 Геометрический расчет зубчатой передачи

3.2 Определение передаточного отношения планетарной ступени и подбор чисел зубьев колес

3.3 Определение частот вращения зубчатых колес

4 Синтез и анализ кулачкового механизма

4.1 Диаграммы движения толкателя

4.2 Определение минимального радиуса кулачка

4.3 Построение профиля кулачка

Список использованных источников

Введение

Механизм насоса с качающейся кулисой применяется в нефтеперерабатывающей промышленности и предназначен для откачки жидкости нефтяных скважин.

Подача жидкости регулируется автоматически за счёт кулачкового механизма.

Поршень получает возвратно-поступательное движение в цилиндре от электродвигателя через планетарный редуктор и рычажный механизм О1АО2С.

При движении поршня вверх осуществляется рабочий ход, при движении поршня вниз - холостой.

При рабочем ходе на поршень 5 действует сила полезного сопротивления.

Механизм насоса с качающейся кулисой - одностороннего действия.

Кулачок 6 получает вращение посредством зубчатой передачи z5-z6.

1. Синтез и анализ рычажного механизма

Схема механизма:

Исходные данные:

Q=3450 H

H=240 мм

m3=42 кг

K=1,6

m5=35 кг

nкр=150 об/мин

O1O2=625 мм

nдв=1500 об/мин

1.1 Структурный анализ механизма

Степень подвижности механизма определим по формуле:

W=3n-2p1-p2;

Где n- число подвижных звеньев,

P1- число одноподвижных кинематических пар,

P2- число двуподвижных кинематических пар,

W=3·5-2·7-0=1

Разложение механизма на группы Ассура:

Формула строения механизма: I(0,1)→II(2,3)→II(4,5)

Механизм II класса, 2 порядка

1.2 Определение недостающих размеров

Угол размаха кулисы

β=180= 180∙(1,6–1)/(1,6+1)=41,53



Длину кривошипа определяем по формуле:

lO1A=0102 ∙sin=0,625∙sin20,76=0,22м,



Длину lO2В определим по следующей формуле:

lO2В==0,24/2∙0,354=0.338 м,



Выберем масштабный коэффициент



Строим 12 планов положений механизма, приняв за начало отсчета крайнее положение, соответствующее началу рабочего хода механизма.

1.3 Определение скоростей точек механизма

Определяем υ точки А кривошипа:

υA=ω1lO1A

где ω1-угловая скорость вращения механизма, определяется по формуле:

ω1== рад/с,



Скорость точки А определим по формуле:

υA=ω1 O1A=15,71∙0,22=3,46 м/с,

План скоростей строим в масштабе:

kυ==3,46/69,2=0.05 м∙с-1/мм



Скорость точки A’ находим графически, решая совместно систему:



υA’= kυ РυA’

По свойству подобия определяем скорость точки C’:



РVc’=136∙33/280=16мм

Абсолютное значение скорости точки

C’= kυ pυC’=0.05\*17=0,85м/с

Составим систему уравнений скоростей для нахождения υ в точке C:

υс’=υc’+υcc’

υc’=υc’c+υc’c

На плане pυC=19мм. Абсолютное значение υ в точке C:

υC= kυ pυC=0.05\*19=0,95м/с.

Для остальных 11 положений скорости определяются аналогично, их значения приведены в таблице 1.1

Таблица 1.1 - Значения скоростей

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Скорости, м/с | Положение механизма | | | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| υА | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 | 3,46 |
| υА’ | 1,65 | 2,95 | 3,4 | 3,4 | 3 | 2,15 | 0,7 | 1 | 2,9 | 3,15 | 1,7 | 0 |
| υC | 0,95 | 1,2 | 1,23 | 1,24 | 1,18 | 0,96 | 0,38 | 0,7 | 2,23 | 2,48 | 1,18 | 0 |
| υC’ | 0,85 | 1,24 | 1,29 | 1,26 | 1,18 | 0,96 | 0,37 | 0,65 | 2,14 | 2,42 | 1,16 | 0 |

1.4 Определение ускорений точек механизма

Ускорение точки А направлено по кривошипу к центру вращения О1.

aA=ω12lO1A=15,712∙0.22=54,3м/с2

Выбираем масштабный коэффициент ускорений:

ka==54,3/108,6=0.25 м\*с-2/мм



На плане ускорений изображаем ускорение точки А отрезком а=108 мм. Ускорение точки А’ определяем, решая совместно систему



Для этого используем

aA’Ak=2∙ω3 ∙VA’A=2∙VA’O2∙VA’A/A’O2=2∙Pva’∙aa’∙c/A’O2

c- коэффициент перечета определяется по формуле:

с==0.052/(0.5∙0.0025)=2



Ускорение точки С’ определим из соотношения:



Ускорение точки С найдём, решая совместно систему



где

аCC’k=2·ω3·VCC’=2· РυA’·СС’·c/А’О2;

Ускорения всех точек механизма найдены. Ускорения для остальных положений механизма определяются аналогично. Значения ускорений сводим в таблицу 1.2.

Таблица 1.2- Значения ускорений.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ускорения, м/с2 | Положение механизма | | | | | | |
| 1 | 3 | 5 | 7 | 9 | 11 | 0 |
| aA | 54,4 | 54,4 | 54,4 | 54,4 | 54,4 | 54,4 | 54,4 |
| aA’Ak | 14,37 | 7,74 | 12,02 | 7,55 | 24,7 | 23,56 | 0 |
| aA’O2n | 3,88 | 13,84 | 10,74 | 0,775 | 20,24 | 7,9 | 0 |
| ac’ | 15,3 | 5 | 7 | 24 | 40,6 | 48,1 | 32 |
| aCC’k | 0,75 | 0,5 | 1,25 | 0,00 | 3,45 | 1,9 | 0 |
| aC | 16,45 | 6,25 | 8,75 | 26,5 | 41,8 | 50,35 | 34 |

1.5 Диаграмма движения входного звена

Диаграмму перемещения S-t строим используя полученную из плана механизма траекторию движения точки С. Диаграммы скоростей V-t и ускорений а-t определяются из полученных 12-ти планов скоростей и планов ускорений.

Масштабные коэффициенты диаграмм

Кs=0.0025 (м/мм)

КV=0.05 (мс-1/мм)

Ка=0,5 (мс-2/мм)

1.6 Определение угловых скоростей и ускорений

ω1==3,14·150/30=15,71 (рад/с)



ω3==3,46/280·0,0025=4,94 (рад/с)



ε1=0 (рад/с-2)

ε3==14,88/280·0,0025=21,26 (рад/с-2)



1.7 Определение ускорений центров масс звеньев механизма

Ускорения центров масс звеньев механизма определяем из планов ускорений.

aS'=Ka·РаS3=0.5\*45=22,5 м/с2

Определяем относительные угловые скорости.

ω10= ω1=15,71 рад/с;

ω30= ω3=4,94 рад/с;

ω12= ω1- ω3=10,77 рад/с;

ω45= ω3=4,94 рад/с;

1.8 Аналитический метод расчёта механизма

Исходные данные:

= 625 мм;



= 15,71 рад/с;



= 220 мм;



= 41,530;



= 308 мм;



= 20,760;



Расчет ведется для первого положения кулисы:

;



В проекциях на координатные оси:

;



Разделим второе уравнение ED Equation.3

;



Берем производную от левой и правой части:



Угловая скорость кулисы:



Угловое ускорение кулисы:



Составим векторное уравнение:



Проектируем на оси координат:



;



;



;



;



;



Расчет скоростей и ускорений для первого положения механизма.

Угловая скорость кулисы:



Угловое ускорение кулисы:

;



рад/с2 ;



Скорость точки С :

;



;



м/с;



Ускорение точки C :



;



рад/с2;



2 Силовой анализ рычажного механизма

2.1 Определение сил инерции

Исходные данные:

ω1=15,71 рад/с;

Q=3450 Н;

m5=35 кг;

m3’=12 кг;

m3’’=30 кг;

Определим силы инерции:

U5=-m5·aC;

U5= m5·PaC·Ka;

U5=35·30,6·0,5=535,5 (Н);

U3’=-m3’∙aS3’;

U3’=m3’·PaS’·Ka;

U3’=12·45·0,5=270 (Н);

U3’’=-m3’’∙aS3’’;

U3’’=m3’’·PaS’’·Ka;

U3’’=30·17·0,5=255 (Н);

Определим веса звеньев:

G5=m5·g;

G3’=m3’·g;

G3’’=m3’’·g;

G5=35·9,8=343,35 (Н);

G3’=12·9,8=117,72 (Н);

G3’’=30·9,8=294,3 (Н);

Сила полезного сопротивления Q=3450 Н.

Разбиваем механизм на группы Ассура в соответствии с формулой строения I(0,1)→II(2,3)→II (4,5). Начинаем силовой рассчёт самой удалённой от кривошипа диады.

2.2 Расчёт диады II (4,5)

Выделим из механизма диаду 4-5 и нагружаем её силами. Составляем уравнение равновесия диады 4-5:

∑Р(4,5)=, R50+Q+G5+U5+R43=0 (1)

Уравнение содержит два неизвестных- модули реакций R50 и R43, поэтому оно решается графически. Строим план сил по уравнению равновесия (1).

Для построения плана сил выбираем масштаб сил Кр

Кр==3450/172,5=20 н/мм



Из плана сил определяем реакции:

R50= R50 Кр=66·20=1320 Н;

R43= R43 Кр=221·20=4420 Н;

2.3 Расчёт диады II (2,3)

Выделим диаду 2-3 и нагрузим её силами. Действие отброшенных звеньев 1,0 на третье заменяем действием реакций связей R21 и R30, которые требуется определить. Реакцию R21 направляем перпендикулярно линии движения ползуна, модуль неизвестен. Реакция R30 в шарнире О2 неизвестна ни по модулю ни по направлению; на схеме направляем её произвольно. Действие отброшенного звена 4 на третье известно: Реакция R34 равна по величине и противоположно направлена реакции R43, которая уже определена из плана сил диады II (4,5). Силы тяжести G3’ и G3’’ наносим на диаду в центрах масс стержней S3’ и S3’’. Силы инерции U3’ и U3’’ прикладываем в точках К’ и К’’, расположенных на расстоянии 2/3 длин стержней. Силы инерции направляем противоположно ускорениям центров масс согласно плана ускорений.

Составляем условия равновесия диады II(2,3):

∑Р(2,3)=0, R21+G3’+U3’+G3’’+U3’’+R34+R30=0 (2)

Данное уравнение содержит три неизвестных: модуль реакции R21, модуль и направление реакции R30. Значит уравнение (2) графически не решается. Реакция R21 может быть определена аналитически из уравнения моментов сил относительно точки О2.

∑М О2 (зв.2,3)=0, R21·AO2-U3’·hu3’+G3’·hg3’-U3’’·hu3’’-G3''·hg3’’-R34·O2C=0;

Откуда

R21= (U3’·hu3’- G3’·hg3’+ U3’’·hu3’’+ G3''·hg3’’+ R34·O2C)/ AO2

R21=(270·233-117,72·53+255·102-294,3·74+4500·132)/280=2539 Н

Теперь уравнение (2) содержит два неизвестных, а следовательно решается графически.

Строим план сил диады II(2,3) по уравнению (2). Считаем отрезки плана сил:

= U3’/Кр=270/20=13,5 мм.



= U3’’/ Кр=255/20=12,75 мм.



= R21/ Кр=2539/20=126,95 мм.



= G3’/ Кр=117,72/20=5,8 мм.



= G3''/ Кр=294,3/20=14,7 мм.



Согласно уравнению (2) строим сумму векторов сил, откуда находим:

R30= ·Кр=274·20=5480 Н.



2.4 Расчёт кривошипа

Силовой расчёт кривошипа состоит в определении реакции стойки на кривошип R10 и уравновешивающей силы Ру, имитирующей действие силы со стороны двигателя.

Реакция R21 известна, так как R12= R21. Величина Рур определиться из уравнения моментов сил относительно точки О1 кривошипа.

∑М О1 (зв.1)=0, Рур·АО1-R12·hR12=0

Рур’= R12·hR12/ АО1=2539 40/88=1154 Н

Реакция стойки на кривошип R10 определиться из условия равновесия кривошипа:

P(кр)=R21+Py+R10=0 (3)



По уравнению (3) строим план сил кривошипа, откуда определяем искомую реакцию R10

R10= R10·Кр=110·20=2200 Н.

2.5 Определение уравновешивающей силы методом Жуковского

Уравновешивающую силу можно определить с помощью план скоростей по методу рычага Жуковского.

Строим повёрнутый на 90˚план скоростей и приложим к нему все внешние силы, действующие на механизм. План скоростей рассматриваем как жёсткий рычаг с опорой в полюсе. Рычаг находится в равновесии под действием приложенных сил.

Составляем уравнение равновесия рычага в форме суммы моментов сил в форме суммы моментов сил относительно полюса плана скоростей.

∑МPv1=0

Pyp’·Pva-(Q+U5+G5)·PvC-U3’’·hU3’’-G3’’·hG3’’-U3’·hU3’+G3’·hG3’=0

Pyp’=((Q+U5+G5)·PvC+ U3’’·hU3’’+ G3’’·hG3’’+ U3’·hU3’- G3’·hG3’)/ Pva

Pyp’=((3450+535,5+343,35)·47+255·33+294,3·24+270·69-117,72·13)/179

Pyp’=1173 Н

Сравниваем значения Pyp и Pyp’, найденные двумя способами

δ=( Pyp’- Pyp)/ Pyp’

δ=(1173-1154)·100%/1173=1,62%

2.6 Определение мощности

Мгновенная потребная мощность привода насоса без учёта потерь мощности на трение определяется соотношением:

Npy=Pyp·VA=1173·3,46=4058,58 Вт

Мощность привода, затраченная на преодоления только полезной нагрузки:

NQ=Q·Vc=3450·0,95=3277,5 Вт

Потери мощности во вращательных кинематических парах:

N10=R10·f’·(ω1-ω0)·rц=2200·0,132·15,71·0,025=114,5 Вт

N12=R12·f’·(ω1-ω3)·rц=2539·0,132·10,77·0,025=90,2 Вт

N30=R30·f’·(ω3-ω0)·rц=5480·0,132·4,94·0,025=89,3 Вт

N45=R45·f’·(ω3-ω5)·rц=4420·0,132·4,94·0,025=72,05 Вт

Где rц-радиус цапфы вала, rц=0,025 м,

f’- приведенный коэффициент трения, f’=(1,2…1,5)f=0,132

Потери мощности в поступательных кинематических парах:

N23=R23·f’·VA’A=2539·0,132·1,65=553 Вт

N34=R34·f’·VC’C=4420·0,132·0,85=495 Вт

N50=R50·f’·VC=1320·0,132·0,95=165,5 Вт

Суммарная мощность трения:

Nтр=∑Ni=N10+N12+N30+N45+N23+N34+N50

Nтр=114,5+90,2+89,3+72,05+553+495+165,5=1579,2 Вт

Мгновенная потребляемая мощность двигателя:

N=NРу+Nтр

N=4058,58+1579,2=5637,78 Вт

2.7 Определение кинетической энергии и приведенного момента инерции механизма

Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетической энергии звеньев:

Тмех=∑Тi

Для механизма насоса с заданными параметрами кинетическая энергия звена равна:

∑Тi=Т3+Т5=



Где

JO2’==12·0,352/3=0,49 кг·м2



JO2’’==30·0,1552/3=0,24 кг·м2



Т3=(0,49+0,24)·4,942/2=8,9 Дж

Т5=35·0,95/2=16,62 Дж

Тмех=8,9+16,62=25,52 Дж

За звено приведения обычно выбирают ведущее звено. Так как у исследуемого механизма ведущим звеном является кривошип, то кинетическая энергия определится по формуле:

Tпр=



Откуда находим приведенный момент инерции:

Jпр=



Jпр=2·25,52/15,712=0,2 кг·м2

3 Геометрический расчет зубчатой передачи. Проектирование планетарного механизма

3.1 Геометрический расчет зубчатой передачи

Исходные данные:

Число зубьев шестерни Z5=11;

Число зубьев колеса Z6=25;

Модуль m=6 мм;

Нарезание проводится методом обкатки инструментом реечного типа, который профилируется на основе исходного контура по ГОСТ 13755-81 и имеет следующие значения: угол профиля ; коэффициент высоты головки ; коэффициент радиального зазора ;



Определяем геометрические параметры эвольвентной передаче.

Определяем минимальный коэффициент смещения:

Z5<17и Z5+Z6≥34, следовательно, передача равносмещенная,

x5=(17-Z5)/17=(17-11)/17=0,35 мм;

x6=-x5=-0,35 мм;

Определяем делительное межосевое расстояние:

а= 0,5·m·(Z5+Z6)= 0.5·6·(11+25)=108 мм;

Определяем высоту зуба:

h=m(2ha\*+c\*)=6(2·1+0,25)=13,5 мм;

4) Делительная высота головки зуба:

ha=m·(ha\*+x);

ha5= m·(ha\*+x5)= 6·(1+0,35)= 8,1 мм;

ha6=m·(ha\*+x6)=6·(1-0,35)= 3,9 мм;

5) Делительная высота ножки зуба:

hf= m·(ha\*+C-x);

hf5= m·(ha\*+C-x5)= 6·(1+0,25-0,35)= 5,4 мм;

hf6= m·(ha\*+C+x6)= 6·(1+0,25+0,35)= 9,6 мм;

Диаметр делительной окружности:

d5= m·Z5= 6·11= 66 мм;

d6= m·Z6= 6·25= 150 мм;

Диаметр основной окружности:

db5= m·Z5·cos(α)= 6·11· cos(20)= 62,05 мм;

db6= m·Z6·cos(α)= 6·25· cos(20)= 147 мм;

Диаметр окружности вершин зубьев:

da=m·Z+2m·(ha\*+x);

da5=m·Z5+2m·(ha\*+x5)=6∙11+2·6(1+0,35)= 82,2 мм;

da6=m·Z6+2m·(ha\*+x6)=6∙25+2·6(1-0,35)= 157,8 мм;

Диаметр окружностей впадин зубьев:

df=mZ-2m(ha\*+C\*-x);

df5=mZ5-2m(ha\*+C\*-x5)=11·5-2·6(1+0,25-0,35)=55,2 мм;

df6=mZ6-2m(ha\*+C\*-x6)=25·5-2·6(1+0,25+0,35)=130,8 мм;

10) Делительная окружная толщина зуба:

S=0,5·π·m+2m·x·tg(α);

S5=0,5·3,14·6+2·6·0,35·tg(20)= 10,9 мм;

S6=0,5·3,14·6-2·6·0,35·tg(20)= 7,9 мм;

Делительный шаг:

P= π·m = 3,14·6=18,84 мм;

12) Основной шаг:

Pb= π·m cos(α)= 3,14·6·0,94=17,7 мм;

13) Радиус кривизны галтели

ρ=0,38m=2.28 мм;

14) Строим зубчатую передачу с масштабным коэффициентом Kl=0,00025 м/мм;

15) Проверяем коэффициент торцевого перекрытия

а) аналитический метод:



1,57



б) графический метод:



где – длина активной линии зацепления.



3.2 Определение передаточного отношения планетарной ступени и подбор числа зубьев колес

Исходные данные:

nкр=150 мин-1;

nдв=1500 мин-1;

Z5=11;

Z6=25;

знак передаточного отношения привода (-)

Составляем общее передаточное отношение механизма:



Рассчитаем передаточное отношение и через исходные данные:



Из исходного уравнения определяем передаточное отношение планетарной ступени:

;



Составляем формулу Виллиса для планетарной передачи:

;



;



Запишем через числа зубьев передаточное отношение обращенного механизма:

;



Подбираем числа зубьев:

; ;



Z1+Z2=Z4-Z3;

Z1+Z2=30+30=60

Z3+Z4=85-25=60

Z1=30, Z2=30, Z3=25, Z4=85

По выбранным числам зубьев определяем размеры колес:

d=m·Z;

d1=6·40=240 мм;

d2=6·40=240 мм;

d3=6·25=150 мм;

d4=6·85=510 мм;

d5=6·11=66 мм;

d6=6·25=150 мм

Масштабный коэффициент построения Кl=0,001 м/мм;

Для построения плана скоростей редуктора определяем скорость точки А:

м/с;



Строим план скоростей. Масштабный коэффициент плана скоростей

мс-1/мм;



3.3 Определение частот вращения зубчатых колес аналитическим методом

n1= nдв=1500 мин-1;

n6= nкр=150 мин-1;

;



мин-1;



;



мин-1;



мин-1;



Значения частот вращения получим графическим методом:

мин-1;



мин-1;



мин-1;



мин-1;



4 Синтез и анализ кулачкового механизма

4.1 Диаграммы движения толкателя

Исходные данные:

Максимальный подъём толкателя h=29 мм;

Фазовый рабочий угол φ=290;

Дезаксиал е=0 мм;

nкр=150 об/мин;

Z5=11;

Z6=25

Угол давления α=25;

По заданному графику V-t графическим диференцированием получим график а-t, графическим интегрированием - S-t. Базы Н1=20 мм, Н2=25 мм. Методом исключения общего параметра t получим график V-S, a-S, a-V. Масштабные коэффициенты графиков:

Ks= м/мм;



Kv= мс-1/мм



Kt= c/мм;



Ka= мс-2/мм



4.2 Определение минимального радиуса кулачка

Минимальный радиус кулачка выбирается из условия выполнения угла давления. Для этого строим совмещённый график S’-V, где S’- текущее перемещение в стандартном масштабе КS’=0,0005 м/мм, V- аналог скорости.

На совмещённом графике на горизонтальных линиях откладываем аналоги скорости в масштабе КS’

x1= мм



x2=



К совмещённому графику проводим две касательные под углом давления α. Ниже точки пересечения касательных выбирается центр вращения кулачка и соединяется с началом совмещённого графика. Это и будет минимальный радиус кулачка.

R0’=R0’·KS’=40·0,0005=0,02 м;

4.3 Построение профиля кулачка

Профилирование кулачка выполняется методом обращённого движения. Для этого строим кулачок в масштабе Кl=0,00025 м/мм. Проводим окружность радиусом R0’ и окружность радиуса е. Откладываем угол φр=290. Делим его на 12 частей и через точки деления проводим оси толкателя в обращённом движении. Вдоль осей толкателя откладываем текущее перемещение толкателя от окружности R0’. Соединяя полученные точки получим центровой профиль кулачка. Радиус ролика выбираем из условия:

rp=(0,2…0,4)R0’=0,25∙40=10 мм

Минимальный радиус действительного профиля:

R0=R0’-rp=40-10=30 мм

Обкатывая ролик по центровому профилю получаем действительный профиль.

Public Sub kul()

Dim I As Integer

Dim dis1, dis2, R, a1, a2, arksin1, arksin2, BETTA, BET As Single

Dim R0, FIR, FI0, FII, SHAG, E As Single

Dim S(1 To 10) As Single

R0 = InputBox("ВВЕДИТЕ МИНИМАЛЬНЫЙ РАДИУС КУЛАЧКА RO")

FIR = InputBox("ВВЕДИТЕ РАБОЧИЙ УГОЛ КУЛАЧКА FIR")

FI0 = InputBox("ВВЕДИТЕ НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ УГЛА ПОВОРОТА КУЛАЧКА FI0")

E = InputBox("ВВЕДИТЕ ДЕЗАКСИАЛ E")

For I = 1 To 10

S(I) = InputBox("ВВЕДИТЕ СТРОКУ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ S(" & I & ")")

Next I

FIR = FIR \* 0.0174532

SHAG = FIR / 10

FI0 = FI0 \* 0.0174532

FII = FI0

For I = 1 To 10

dis1 = (R0 ^ 2 - E ^ 2) ^ (1 / 2)

dis2 = S(I) ^ 2 + R0 ^ 2 + 2 \* S(I) \* dis1

R = dis2 ^ (1 / 2)

a1 = E / R

a2 = E / R0

arksin1 = Atn(a1 / (1 - a1 ^ 2) ^ (1 / 2))

arksin2 = Atn(a1 / (1 - a2 ^ 2) ^ (1 / 2))

BETTA = FII + arksin1 - arksin2

BETTA = BETTA \* 180 / 3.1415

Worksheets(1).Cells(I, 1) = R

Worksheets(1).Cells(I, 2) = BETTA

FII = FII + SHAG

Next I

End Sub

Список использованных источников

1. Машков А.А. Теория механизмов и машин. Мн., 1971.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М., 1975.
3. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин под ред. К.В. Фролова М., 1986.
4. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М., 1998.