МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАЗДЕЛА КУРСОВОГО ПРОЕКТА «ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИННОГО АГРЕГАТА»

для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения

УТВЕРЖДЕНО
редакционно-издательским
советом университета,
протокол № 3 от 28.12.09

Харьков
НТУ «ХПИ»
2010

Теория механизмов и машин. Методические указания к выполнению раздела курсового проекта «Исследование движения машинного агрегата» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения / Сост. Н. А. Ткачук, Г. А. Кротенко, Е. И. Зинченко– Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – 32 с. – Рус. яз.

Составители: Н. А. Ткачук
Г. А. Кротенко
Е. И. Зинченко

Рецензент В. В. Офий

Кафедра теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин

Вступление

Теория механизмов и машин – наука об общих методах исследования и построения оптимальных схем механизмов, машин и агрегатных узлов.

Изучение курса предполагает усвоение методов проектирования, выработку навыков и умений по их применению на примерах выполнения реальных заданий в курсовом проекте.

При выполнении курсового проекта настоящие методические указания позволяют студентам на основе общих методов структурного, кинематического и динамического анализов установить взаимосвязи между внешними силами, действующими в машине, массами звеньев и параметрами кинематики их движения. Они позволяют определить нагрузки на кинематические пары и звенья машины и рассчитать необходимый движущий момент на входе ее рабочего органа (или входе ее привода), по их величине и КПД привода рассчитать мощность приводного двигателя, выбор которого осуществляется по каталогу электродвигателей. Выборочно каталог электродвигателей представлен в приложении к настоящим методическим указаниям.

1. Цель работы

Целью динамического исследования машинного агрегата является получение навыков по определению закона движения входного звена машины.

Задачами расчета будет определение ряда зависимостей, характеризующих механику установившегося движения машинного агрегата:

1. Определение приведенного момента от действия силы полезного сопротивления (или силы давления газа) и сил тяжести звеньев. Построение графиков $M^{\text{пр}}(\varphi)$. Определение сил работы полезного сопротивления (или силы давления

газа) и сил веса. Построение графика работы сил сопротивления $A_C(\varphi)$ и работу движущих сил $A_Д(\varphi)$ для машины-двигателя.

2. Определение требуемой мощности машинного агрегата и выбор электродвигателя для технологической машины (или электрогенератора для машины двигателя).

3. Определение приведенного момента инерции масс звеньев механизма $I^{пр}(\varphi)$. Построение графиков $I^{пр}(\varphi)$.

4. Определение средней угловой скорости вращения входного звена механизма ω_1. Построение графика $\omega_1(\varphi)$ для режима установившегося движения.

5. Определение коэффициента неравномерности механизма δ и момента инерции маховика для обеспечения заданной величины δ.

2. Динамическое исследование машинного агрегата и определение движущего момента на входе рабочей машины

2.1. Цель и задачи динамического исследования

Движение любой механической системы происходит под действием различных по своей природе сил, которые сообщают механизму тот или иной закон движения. Установление общих зависимостей между силами, действующими на звенья машины, обладающие конечными массами и моментами инерции, с одной стороны, и параметрами кинематики этой машины, с другой, составляет главную цель динамики машин. Эти зависимости выражают уравнениями движения.

Уравнения движения позволяют решать следующие задачи динамики:

– по известным параметрам кинематики определить требуемые и возникающие в процессе движения силы (первая задача динамики);

– определить действительный закон движения при известных силах и инерционных характеристиках звеньев (вторая задача динамики) с целью изучения режима движения и установления способов, обеспечивающих заданный режим.

2.2. Динамическая модель машинного агрегата. Приведение сил и масс

Если механизм имеет одну степень подвижности, его динамическое исследование значительно упрощается, если выполнить приведение сил и масс, т.е. заменить реальный механизм его одномассовой динамической моделью. Эта модель может быть представлена в виде диска, связанного со звеном приведения, в качестве которого выбирается начальное звено. Динамическая модель должна иметь некоторый эквивалентный момент инерции или эквивалентную массу, ко-

торый будем называть приведенным моментом инерции механизма. Для сохранения закона движения модели тождественным закону движения механизма к звену приведения должен быть приложен момент, действие которого эквивалентно действию системы сил, приложенных к механизму. Этот момент называется приведенным моментом системы приложенных сил. Применение одномассовой динамической модели допустимо в тех случаях, когда жесткость всех звеньев достаточно велика.

Для вывода условия эквивалентной замены масс механизма и действующих на него сил применим теорему об изменении кинетической энергии к механизму на отрезке изменения угла поворота начального звена от φ_1 до φ_2:

$$T_2 - T_1 = A_{1\text{-}2}, \qquad (1)$$

где T_1 и T_2 – кинетическая энергия механизма в положениях 1 и 2; $A_{1\text{-}2}$ – работа задаваемых сил на этом же отрезке.

Необходимо обеспечение эквивалентности левых и правых частей реального механизма и динамической модели.

Так как при исследовании машинных агрегатов используются уравнения движения, в правой части (1) подсчитывается работа реальных сил, действующих на звенья механизма. Поэтому силы инерции в их число не включаются.

Для сохранения закона движения начального звена при замене механизма его моделью необходимо сохранить неизменными и правую и левую части уравнения (1). Поэтому работа приведенного момента на любом бесконечно малом перемещении механизма должна быть равна сумме элементарных работ, действующих на механизм сил.

Одна и та же машина может быть представлена различными динамическими моделями в зависимости от задач исследования. Простота модели, прежде всего, определяется числом степеней свободы, которое определяется тем, какие из звеньев считаются деформируемыми.

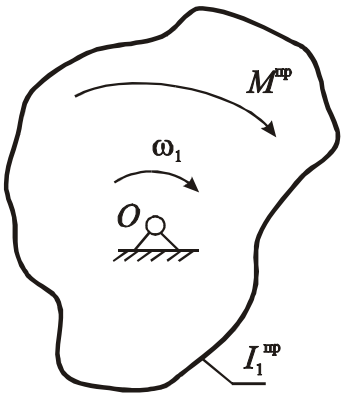


Рисунок 1 – Одномассовая динамическая модель машинного агрегата

Простейшая динамическая модель машины (рис. 1) с одной степенью свободы, недеформируемыми звеньями и приводом от кривошипа представляет собой одномассовую систему, в которой начальное звено (кривошип) обладает приведенным моментом инерции $I^{пр}$ и на который действует

приведенный момент $M^{\text{пр}}$.

Приведенным моментом инерции $I^{\text{пр}}$ называется такой момент инерции звена приведения, кинетическая энергия которого равна сумме кинетических энергий, которыми обладают все подвижные звенья машинного агрегата.

Условием приведения масс является равенство кинетической энергии звена приведения в динамической модели сумме кинетических энергий всех звеньев механизма. На основании этого условия имеем:

$$I^{\text{пр}} = \sum_{i=1}^{n} \left[m_i \left(\frac{V_{S_i}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right], \qquad (2)$$

где m_i, I_{S_i} – масса и момент инерции относительно центра масс S_i звена i; V_{S_i}, ω_i – скорость центра масс и угловая скорость звена i.

Приведенный момент инерции – величина всегда положительная.

Приведенным моментом сил $M^{\text{пр}}$ называется такой момент, приложенный к звену приведения, мощность от действия которого равна сумме мощностей от всех активно действующих внешних сил на звенья механизма.

Условием приведения внешних сил является равенство мощностей приведенного момента сил $M^{\text{пр}}$ и суммы мощностей активных внешних сил, действующих на звенья механизма. На основании этого условия имеем:

$$M^{\text{пр}} = \sum_{i=1}^{n} \left[P_i \frac{V_i}{\omega_1} \cos\alpha_i \pm M_i \frac{\omega_i}{\omega_1} \right], \qquad (3)$$

где P_i, M_i – активная сила или активный момент, приложенные к звену i; V_i – скорость точки приложения силы; α_i – угол между векторами силы $\overline{P_i}$ и скорости $\overline{V_i}$; ω_i – угловая скорость звена, к которому приложен момент M_i (знак скалярного произведения $\overline{M_i} \cdot \overline{\omega_i}$ может быть положительный или отрицательный в зависимости от направлений M_i и ω_i: если направление M_i и ω_i совпадает, то ставится знак «+», если M_i и ω_i направлены в разные стороны – знак «–»); ω_1 – угловая скорость начального звена.

Величины $I^{\text{пр}}$ и $M^{\text{пр}}$ в общем случае переменные и рассчитываются так, чтобы угловая скорость ω_1 динамической модели совпадала с обобщенной координатой механизма. Это позволяет исследовать закон движения только одного звена. Определение закона движения всех остальных звеньев производятся известными методами кинематического анализа.

2.3. Уравнение движения машинного агрегата

Задача динамического исследования решается на основе уравнения движения машинного агрегата в форме теоремы об изменении кинетической энергии:

$$\frac{I^{\text{пр}}_{(i+1)}\omega^2_{(i+1)}}{2} - \frac{I^{\text{пр}}_{i}\omega^2_{i}}{2} = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} M^{\text{пр}} d\varphi, \qquad (4)$$

где $I^{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции машинного агрегата; $M^{\text{пр}}$ – приведенный момент всех сил, приложенных к звеньям машинного агрегата.

В качестве звена приведения принят главный вал; индексы i и i+1 соответствуют некоторым двум положениям звеньев машинного агрегата, определяемых углами φ, равными φ_i и φ_{i+1}.

Предполагается, что приведенный момент $M^{\text{пр}}$ для технологической машины является функцией от ω и φ, и что его можно представить в виде суммы:

$$M^{\text{пр}} = M^{\text{пр}}_{\text{С}}(\varphi) + M^{\text{пр}}_{\text{Д}}(\omega), \qquad (3)$$

где $M^{\text{пр}}_{\text{Д}}(\omega)$ – приведенный момент движущих сил электродвигателя, зависящий только от ω; $M^{\text{пр}}_{\text{С}}(\varphi)$ – приведенный момент от остальных сил, приложенных к звеньям машинного агрегата (сил производственного сопротивления, сил веса, сил упругости пружин, сил трения), являющийся функцией только от угла φ.

Для машины-двигателя приведенный момент сил $M^{\text{пр}}$ является функцией от угла φ, так как $M^{\text{пр}}_{\text{Д}}(\varphi)$ – приведенный момент, например, давления газа и $M^{\text{пр}}_{\text{С}}(\varphi)$ – приведенный момент от остальных сил, приложенных к звеньям машинного агрегата, являются функцией от угла φ.

$$M^{\text{пр}}(\varphi) = M^{\text{пр}}_{\text{С}}(\varphi) + M^{\text{пр}}_{\text{Д}}(\varphi). \qquad (4)$$

3. Определение приведенных моментов сил, действующих на звенья главного механизма

Приведенный момент сил сопротивления вычисляется по формуле, которая имеет вид:

$$M^{\text{пр}} = P_{\text{пс}_i}\frac{V_{P_{\text{пс}i}}}{\omega_1}\cos\beta_i + G_i\frac{V_{S_i}}{\omega_1}\cos\alpha_i, \qquad (5)$$

где i – номер звена механизма; V_{S_i} – скорость центра масс i-того звена; $V_{P_{\text{пс}i}}$ – скорость центра масс звена, к которому приложена сила $P_{\text{пс}}$, G_i – сила тяжести

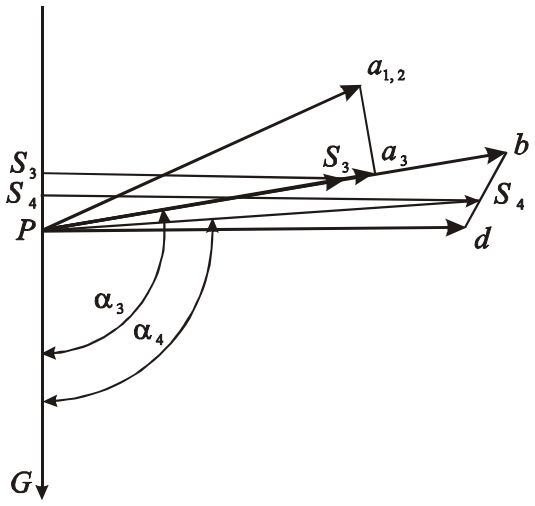


Рисунок 2 – Определение углов между вектором силы и вектором скорости центра масс

i-того звена; α_i – угол между вектором $\vec{V}_{S_i}$ и вектором $\vec{G}_i$; β_i – угол между вектором $\vec{V}_{P_{\text{пс}_i}}$ и вектором $P_{\text{пс}_i}$ (180° или 0°) (рис. 2).

Силу $P_{\text{пс}}$ определяем по диаграмме сил технологического сопротивления:

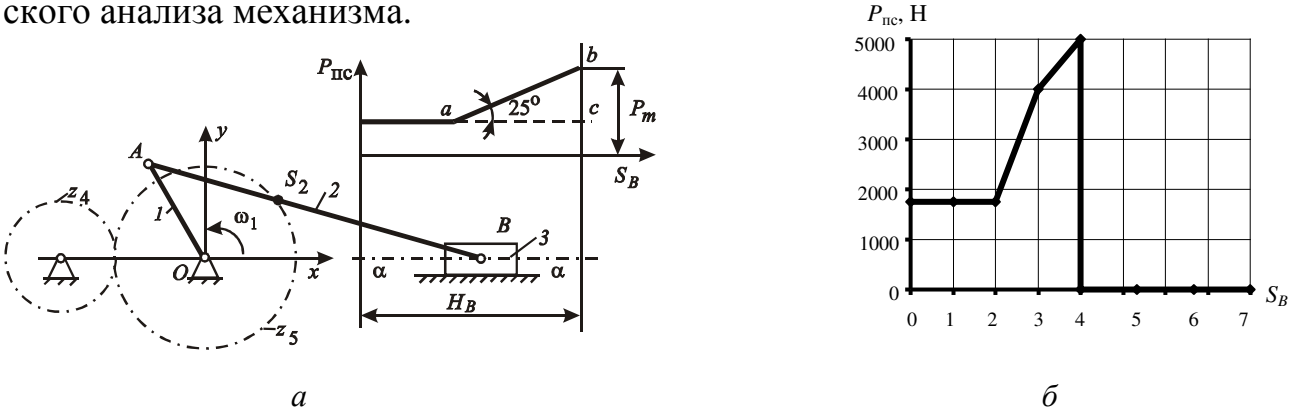
$$P_{\text{пс}} = y_p \cdot \mu_p, \qquad (6)$$

где y_p – ордината диаграммы, мм; μ_p – масштаб диаграммы сил, Н/ мм.

3.1. Расчет технологических машин

В технологических машинах (металлорежущие станки, прессы, насосы и т.д.), оснащенных асинхронным электродвигателем, цикл работы машины делится на участок рабочего и участок холостого хода. Сила $P_{\text{пс}}$ действует на участке рабочего хода и ее значение $P_{\text{пс}} \neq 0$, а на участке холостого хода – $P_{\text{пс}} = 0$. Поэтому, в зависимости от вида графика функции $P_{\text{пс}}=P_{\text{пс}}(S)$ и положения звена, к которому приложена сила $P_{\text{пс}}$, определяется ее величина по формуле (5), а значения сводятся в таблицу.

Рассмотрим расчет приведенного момента сил сопротивления на примере горизонтально-ковочной машины. Кинематическая схема и диаграмма силы технологического сопротивления (рис. 3) строятся в масштабе на листе кинематического анализа механизма.



а *б*

Рисунок 3 – Горизонтально-ковочная машина: *а* – кинематическая схема; *б* – график зависимости силы $P_{\text{пс}}$ от хода ползуна S

Как видно из рис. 3, графики функции $P_{пс} = P_{пс}(S)$ технологических машин имеют достаточно простой вид. Значения силы полезного сопротивления $P_{пс}$ за цикл работы механизма сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Значение сил полезного сопротивления и приведенного момента за цикл работы

Цикл работы	№ положения	Угол поворота кривошипа φ, град	Сила полезного сопротивления $P_{пс}$, Н	Приведенный момент $M_C^{пр}$, Нм
Рабочий ход	0	0	1750	103
	1	45	1750	– 30,18
	2	90	1750	– 174
	3	135	4000	– 419
	4	180	5000	– 103
Холостой ход	5	240	0	– 44,19
	6	300	0	44,19
	7	360	0	103

Приведенный к звену 1 момент $M_C^{пр}$ сил полезного сопротивления ($P_{пс}$) и сил тяжести (G_i) определяем по формуле

$$M_C^{пр} = \frac{1}{\omega_1}\left[P_{пс}V_B\cos(-1) + G_2V_{S_2}\cos(G_2\hat{V}_{S_2}) + G_3V_B\cos 90^0 \right], \qquad (7)$$

для всех положений механизма (см. табл. 1).

Силу тяжести *i*-го звена определяем по формуле:

$$G_i = m_i g \ \text{Н}; \qquad (8)$$

где m_i – масса *i*-того звена; $g \approx 9{,}8$ м/с^2 – ускорение силы свободного падения.

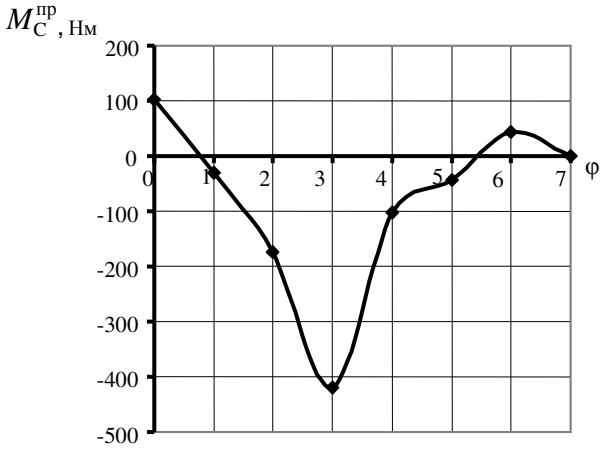


Рисунок 4 – График приведенного момента $M_C^{пр}$

Скорости точек V_B , V_{S_2} берем из сводной таблицы значений скоростей и ускорений точек и звеньев механизма, полученной по результатам кинематического исследования механизма.

На основе полученных данных строим график приведенных моментов сил полезного сопротивления и сил тяжести $M_C^{пр}$ в функции угла поворота φ звена приведения (рис. 4).

Масштабные коэффициенты по осям y_M и x_φ графика определяются по формулам:

– масштабный коэффициент момента сил μ_M

$$\mu_M = \frac{M_{C_i}^{пр}}{y_{M_i}}, \qquad (9)$$

– масштаб углов поворота кривошипа *OA*

$$\mu_\varphi = \frac{360}{L}, . \qquad (10)$$

где $M_{C_i}^{пр}$ и y_{M_i} – приведенный момент сил сопротивления в *i*-том положении и ордината графика в том же положении; *L* – отрезок на оси x_i, соответствующий периоду 2π.

Ординаты графика y_{M_i} определяются по формуле

$$y_{M_i} = \frac{M_{C_i}^{пр}}{\mu_M}, \qquad (11)$$

При определении значений $M_C^{пр}$ необходимо строго соблюдать правило знаков: момент $M_C^{пр}$ считается положительным, если его направление совпадает с направлением угловой скорости главного вала.

3.2. Расчет машины-двигателя

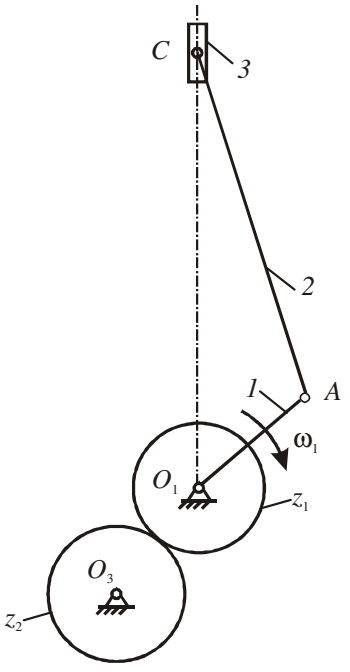


Рисунок 5 – Кинематическая схема двигателя

3.2.1. Определение приведенного момента силы давления газа и сил веса

В отличие от технологических машин машины-двигатели (двигатели внутреннего сгорания, компрессоры) имеют другой цикл работы и более сложный вид индикаторной диаграммы зависимости силы давления газа $P_г$ в зависимости от хода поршня *S*.

Рассмотрим, например, процессы, происходящие в двигателе. Схема механизма представлена на рис. 5.

В цилиндре за два полных оборота коленчатого вала (звено *1*) поршень (звено *3*) проходит путь, равный ходу H_C, четыре раза. Цикл работы механизма разбит на четыре такта: расширение,

выхлоп, всасывание и сжатие. Каждый такт соответствует повороту кривошипа на угол равный 180°, что соответствует перемещению поршня от одного крайнего положения до другого крайнего положения. Начинается цикл работы двигателя с крайнего верхнего положения поршня. Покажем это в виде циклограммы (табл. 2).

Таблица 2 – Циклограмма работы механизма двигателя

Цикл работы двигателя	Режим работы двигателя	Положение поршня в цилиндре		Угол поворота кривошипа, град	
		Начало режима	Конец режима	Начало режима	Конец режима
1-й оборот (2π)	Расширение	ВМТ	НМТ	0	180
	Выхлоп	НМТ	ВМТ	180	360
2-й оборот (2π)	Всасывание	ВМТ	НМТ	0	180
	Сжатие	НМТ	ВМТ	180	360

где ВМТ – верхняя мертвая точка (первое крайнее положение поршня), НМТ – нижняя мертвая точка (второе крайнее положение поршня).

Индикаторная диаграмма процесса, происходящего в цилиндре двигателя, показана на рис. 6.

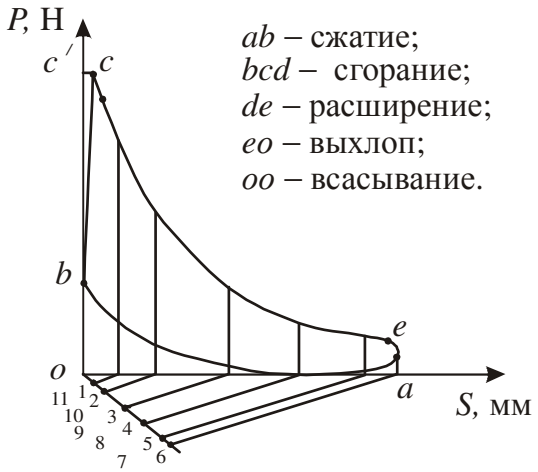


Рисунок 6 – Индикаторная диаграмма процесса, происходящего в цилиндре двигателя

Эта индикаторная диаграмма одновременно является графиком сил давления газа на поршень в масштабе:

$$\mu_P = \frac{(P_{\max})}{(OC')}, \quad \frac{H}{\text{мм}}, \qquad (12)$$

где $(P_{\max})$ – величина максимального давления газа; (OC') – соответствующий отрезок на индикаторной диаграмме на схеме задания.

Для того чтобы использовать индикаторную диаграмму для определения сил давления газа, необходимо ход поршня *3* на листе 1 курсового проекта (кинематическое исследование механизма; кинематическая схема механизма построена в масштабе μ_l) привести к масштабу, который мы имеем на индикаторной диаграмме. Это выполняется следующим образом: ход поршня *3* от ВМТ (верхняя мертвая точка, метка 0) до НМТ (нижняя мертвая точка, метка 6) с пометками хода поршня перенесем на индикаторную диаграмму и приложим к оси абсцисс под любым углом, затем соединим последнюю метку с концом хода поршня на диаграмме (точка *a*), а остальные метки перенесем на ось абсцисс, проводя линии, параллельные (6 – *a*).

Для поршня *3*, воспользовавшись индикаторной диаграммой (рис. 6), масштабным коэффициентом μ_P и циклограммой процессов (табл. 2), будем иметь значение сил давления газа *P*, которые занесены в табл. 3.

Таблица 3 – Определение силы давления газа на поршень

1-й оборот коленчатого вала												
№ полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P, Н	144000	108000	48000	24000	12000	7200	4800	0	0	0	0	0
2-й оборот коленчатого вала												
№ полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P, Н	0	0	0	0	0	0	2400	2400	4800	7200	14400	45600

Определим приведенный к коленчатому валу момент от силы давления газа и силы веса:

$$M^{\text{пр}} = M^{\text{пр}}_{P_i} + M^{\text{пр}}_{G_i}, \tag{13}$$

где

$$M^{\text{пр}}_{P_i} = \frac{1}{\omega_1} P_i V_C \cos\left(\hat{P_i V_C} \right), \tag{14}$$

$$M^{\text{пр}}_{G} = \frac{1}{\omega_1}\left(G_2 V_{S_2} \cos(\hat{G_2 V_{S_2}}) + G_3 V_{S_3} \cos(\hat{G_3 V_{S_3}}) \right). \tag{15}$$

Пример результатов расчетов значений момента $M^{\text{пр}}$ для двух оборотов коленчатого вала приведен в табл. 4.

Таблица 4 – Определение приведенных моментов сил давления газа и веса

1-й оборот коленчатого вала												
№ полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$M^{\text{пр}}$,Нм	296	12300	7670	3570	1290	277	0,116	– 2,7	– 80,8	– 100	– 91,7	– 55,7
2-й оборот коленчатого вала												
№ полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$M^{\text{пр}}$,Нм	0,979	62,9	99,7	96,9	71,9	38,7	– 0,017	– 22,6	– 795	– 1460	– 2220	– 6350

На основе полученных данных строим диаграмму приведенных моментов $M^{\text{пр}}$ в функции угла поворота φ звена приведения (рис. 7).

Масштабный коэффициент μ_M момента сил: $\mu_M = \frac{M^{\text{пр}}}{\text{у}}$, масштаб углов поворота кривошипа *OA*: $\mu_\varphi = 2[\frac{\text{град}}{\text{мм}}] = \frac{\pi}{90}[\frac{1}{\text{мм}}]$.

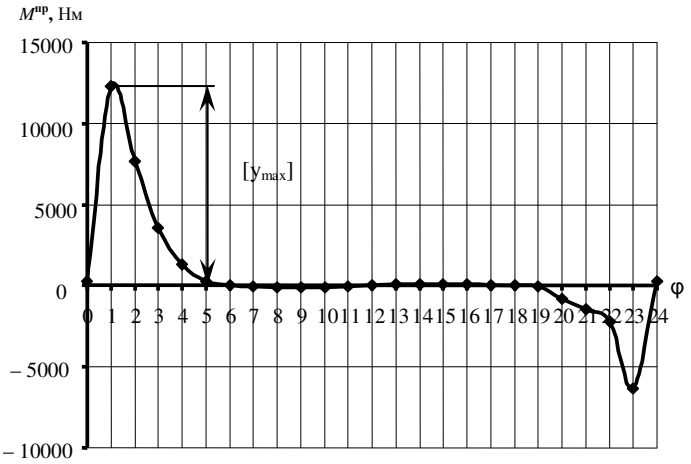


Рисунок 7 – График приведенного момента сил давления газа и сил веса $M^{пр} = f(\varphi)$

3.2.2. Определение работы сил давления газа и сил веса методом графического интегрирования

Работа сил давления газа и сил веса определяется по формуле:

$$A_д = \int_0^{\varphi} M^{пр} d\varphi . \qquad (16)$$

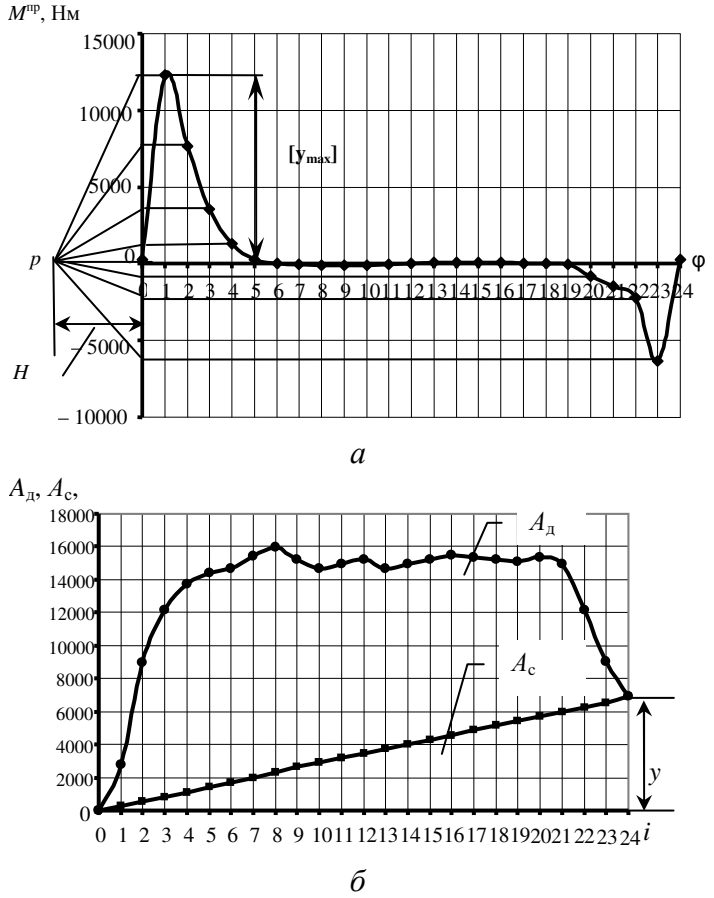


Рисунок 8 – Построение графика работ сил давления газа, сил веса и сил сопротивления: *а* – графическое интегрирование графика $M^{пр} = M^{пр}(\varphi)$; *б* – графики приведенных работ

Для построения графика $A_д$ нужно проинтегрировать график функции $M^{пр} = M^{пр}(\varphi)$ (рис. 8). При графическом интегрировании на каждом интервале графика $M^{пр}$ криволинейную трапецию заменяем равным ей по площади прямоугольником. Высота каждого прямоугольника в масштабе μ_M представляет среднее значение $M^{пр}$ в данном интервале. Эти средние значения проектируем на ось $M^{пр}$ и в полученные значения из точки P проводим прямые. Параллельно этим прямым на графике $A_д$ последовательно проводим хорды (рис. 8, *б*).

Масштабный коэффициент графика

$$\mu_A = H\mu_M\mu_\varphi, \qquad (17)$$

где H – расстояние от точки p до начала координат 0 графика $M^{пр}$, μ_φ.

Работа силы P за цикл определяется по формуле:

$$A_Д = y_A\mu_A, \qquad (18)$$

где y_A – конечная ордината графика $A_Д(\varphi)$.

Определяем работу сил полезного сопротивления. Для этого начало координат зависимости $A_Д(\varphi)$ соединим прямой с конечной точкой графика $A_Д = A_Д(\varphi)$. Наклонная прямая – это и есть график $A_C(\varphi)$ (см. рис. 8, б).

3.2.3. Определение избыточной работы

Определяем избыточную работу $A(\varphi)$ как разницу между функциями $A_Д(\varphi)$ и $A_C(\varphi)$. Результаты расчетов сводим в таблицу, строим график функции $A(\varphi) = A_Д(\varphi) - A_C(\varphi)$ (рис. 9).

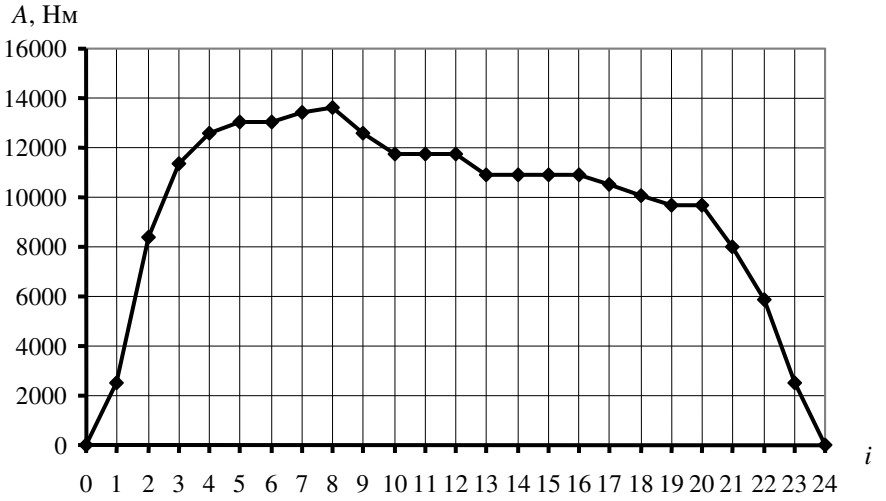


Рисунок 9 – График зависимости избыточной работы A в зависимости от положения кривошипа

4. Определение требуемой мощности

4.1. Определение требуемой мощности приводного электродвигателя для технологической машины

Требуемая мощность приводного электродвигателя определяется по следующей формуле:

$$N = \frac{A_{P_{пс}}}{T \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{гл.м.} \cdot 10^3}, \qquad (19)$$

где работу сил сопротивления можно определить по формуле:

$$A_{P_{\text{пс}}} = S \cdot \mu_{P_{\text{пс}}} \cdot \mu_l,$$

где S – площадь фигуры под графиком $P_{\text{пс}}$, мм^2 (см. рис. 3, *б*), $\mu_{P_{\text{пс}}}$ – масштабный коэффициент графика функции $P_{\text{пс}} = P_{\text{пс}}(S)$, Н/мм; μ_l – масштабный коэффициент построения кинематической схемы механизма, в котором выражен и ход выходного звена, к которому приложена сила полезного сопротивления, м/мм, Т – время одного оборота главного вала, с; $T = \dfrac{60}{n_1}$; $\eta_{\text{зп}}$ – КПД зубчатой передачи (принимаем $\eta_{\text{зп}} = 0{,}9$), $\eta_{\text{гл.м.}}$ – КПД главного механизма.

КПД главного механизма определяется в разделе силового расчета как мгновенный коэффициент полезного действия из соотношения: $\eta_{\text{гл.м.}} = \dfrac{M_{\text{ур}}^{\text{тр}}}{M_{\text{ур}}}$, где $M_{\text{ур}}$, $M_{\text{ур}}^{\text{тр}}$ – момент уравновешивающий, определенный в ходе силового расчета без учета сил трения и с учетом сил трения соответственно.

По каталогу асинхронных электродвигателей (приложение) выбирается двигатель с учетом расчетной мощности N и заданного числа оборотов ротора электродвигателя $n_{\text{д}}$.

4.2.Определение требуемой мощности электрогенератора для машины-двигателя

Требуемая мощность электрогенератора определяется по следующей формуле:

$$N = \frac{0{,}9 A_{\text{Д}} \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{гл.м.}}}{2\text{Т} \cdot 10^3}, \qquad (20)$$

где $A_{\text{Д}}$ вычисляется по формуле (16). По тому же каталогу асинхронных электродвигателей (приложение), аналогично технологичной машине, условно выбираем генератор.

5. Определение приведенного момент движущих сил технологической машины

Из условия равенства мощностей приводимых сил и приведенной силы имеем:

$$M_{\text{Д}} \omega_{\text{Д}} = M_{\text{Р}} \omega_{\text{Р}},$$

откуда

$$M_{Д} = M_{Р} \cdot i_{Р}, \qquad (21)$$

где $M_{Р}$ – момент электромагнитных сил, приложенных к ротору электродвигателя, $\omega_{Р}$ – угловая скорость ротора электродвигателя, $i_{Р} = \dfrac{\omega_{Р}}{\omega_{Д}}$ – постоянное передаточное отношение между ротором электродвигателя и главным валом.

Зависимость между $M_{Р}$ и $\omega_{Р}$, если не учитывать переходные процессы в асинхронном электродвигателе, обусловленные изменением угловой скорости ротора, задает так называемая механическая характеристика (рис. 10, *а*). При установившемся движении машинного агрегата угловая скорость изменяется в сравнительно малых пределах, соответствующих правой рабочей части характеристики. На рабочем участке характеристики по паспортным данным электродвигателя всегда можно нанести две точки. Точка *C* с координатами $\omega_{Р_{Н}}$ и $M_{Р_{Н}}$ отвечает номинальному режиму работы (режиму, на котором наиболее рационально использовать данный электродвигатель).

В точке *D* $M_{Р} = 0$, а угловая скорость равна угловой скорости вращения электромагнитного поля статора, эта угловая скорость $\omega_{Р_{С}}$ называется синхронной.

Из каталога асинхронных электродвигателей находим: $N_{Н}$ – номинальная мощность, кВТ; $n_{Р_{Н}}$, $n_{Р_{С}}$ – номинальное и синхронное число оборотов ротора в минуту. По этим данным определяем:

$$M_{Р_{Н}} = \frac{N_{Н}}{n_{Р_{Н}}};\ \omega_{Р_{Н}} = \frac{\pi n_{Р_{Н}}}{30};\ \omega_{Р_{С}} = \frac{\pi n_{Р_{С}}}{30}.$$

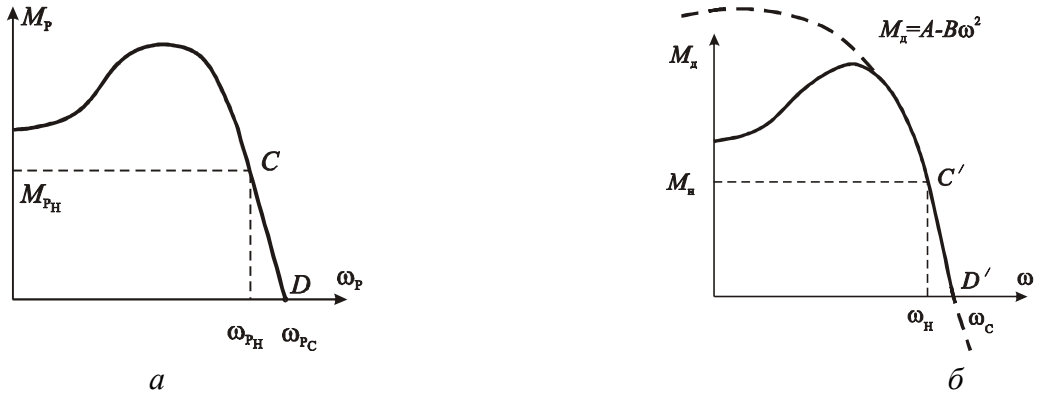


Рисунок 10 – Графики механической характеристики электродвигателя

Если $N_{Н}$ выражено в кВт, то $M_{Р_{Н}}$ имеет размерность $Н \cdot м$.

Когда задана механическая характеристика асинхронного электродвигате-

ля, то тем самым задана функция $M_Д = M_Д(\omega)$, так как $M_Д = M_Р \cdot i_Р$, $\omega = \dfrac{\omega_Р}{i_Р}$.

График этой функции (рис. 10, *б*) имеет тот же вид, что и механическая характеристика. Точкам *C* и *D* на рис. 6, *а* соответствуют точки C' и D' на рис. 10, *б*, причем

$$M_Н = M_{Р_Н} \cdot i;\ \omega_Н = \frac{\omega_{Р_Н}}{i};\ \omega_С = \frac{\omega_{Р_С}}{i}, \tag{22}$$

Для упрощения вычислений функцию $M_Д = M_Д(\omega)$ заменим параболой, проходящей через точки C' и D' (рис. 10, *б*):

$$M_Д = A - B\omega^2, \tag{23}$$

где *A* и *B* – постоянные, парабола (23) достаточно точно аппроксимирует исходную функцию $M_Д = M_Д(\omega)$ на интервале ω, включающем в себя практически возможные установившиеся режимы. Постоянные *A* и *B* найдем из условия, что парабола проходит через точки C' и D'. Имеем:

$$M_Н = A - B\omega_Н^2,$$

$$0 = A - B\omega_C^2,$$

откуда

$$A = \frac{M_Н\omega_С^2}{\omega_С^2 - \omega_Н^2} = \frac{M_{Р_Н} \cdot i \cdot \omega_{Р_С}^2}{\omega_{Р_С}^2 - \omega_{Р_Н}^2},$$

$$B = \frac{M_Н}{\omega_С^2 - \omega_Н^2} = \frac{M_{Р_Н} \cdot i^3}{\omega_{Р_С}^2 - \omega_{Р_Н}^2}. \tag{24}$$

6. Построение графика приведенного момента инерции

Суммарный момент инерции $I_\Sigma^{пр}$ приведенной массы агрегата есть сумма трех слагаемых:

$$I_\Sigma^{пр}(\varphi) = I_{гл}^{пр}(\varphi) + I_{ред}^{пр} + I_{рэ}^{пр}, \tag{25}$$

где $I_{гл}^{пр}$ – приведенный момент инерции масс главного механизма (обычно шарнирно-рычажного), кгм^2; $I_{ред}^{пр}$, $I_{рэ}^{пр}$ – приведенные моменты инерции движущихся масс зубчатого редуктора и ротора электродвигателя, кгм^2.

По одному из свойств приведенной массы, она не зависит от абсолютных

значений скоростей, а зависит лишь от отношений этих скоростей к скорости точки приведения или угловой скорости звена приведения.

Угловые скорости звеньев и линейные скорости отдельных точек главного шарнирно-рычажного механизма переменны, поэтому указанное выше отношение скоростей также переменно, чем объясняется непрерывное изменение приведенного момента инерции масс этого механизма.

Остальные два слагаемых выражения (25) постоянны, так как отношение угловых скоростей валов редуктора и ротора электродвигателя к угловой скорости звена приведения постоянно, т.е. не зависит от положения этого вала.

Как и в случае приведения сил, скорости V_{Si}, ω_i определяются по результатам кинематического исследования механизма при равномерном вращении начального звена. Например, для горизонтально-ковочной машины (рис. 3, *а*) это выражение будет записано следующим образом:

$$I_{\text{гл}}^{\text{пр}} = \frac{1}{\omega_1^2}\left(m_2 V_{s_2}^2 + I_{s_2}\omega_2^2 + m_3 V_{B_3}^2\right). \qquad (26)$$

Приведенный момент инерции ротора электродвигателя, на основании сказанного выше, будет найден из равенства:

$$\frac{I_{\text{рэ}}^{\text{пр}}\omega_1^2}{2} = \frac{I_{\text{рэ}}\omega_{\text{рэ}}^2}{2},$$

откуда

$$I_{\text{рэ}}^{\text{пр}} = I_{\text{рэ}} i_{\text{об}}^2, \qquad (27)$$

где $i_{\text{об}} = \dfrac{\omega_{\text{рэ}}}{\omega_1}$ – общее передаточное отношение агрегата, равное отношению угловой скорости $\omega_{\text{э}}$ ротора и угловой скорости ω_1 начального звена; $I_{\text{рэ}}$ – осевой момент инерции ротора электродвигателя определяется по каталогу после расчета мощности и выбора электродвигателя (см. приложение).

Аналогично этому определяется и приведенный момент инерции масс передаточного механизма, представляющего собой, как правило, зубчатый механизм с рядовым соединением колес, планетарный зубчатый механизм или комбинированный зубчатый механизм редуктора, как показано на рис. 11.

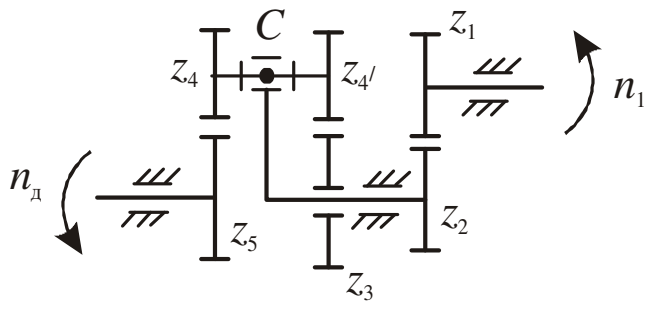


Рисунок 11 – Схема комбинированного зубчатого механизма

Допустим, что вал колеса z_1 редуктора одновременно является валом

начального звена главного механизма, вал колеса z_5 – валом электродвигателя. Колеса z_1, z_2, z_5 вращаются на валах с неподвижными осями, поэтому кинетическая энергия их масс будет равна соответственно:

$$T_{z_1} = \frac{I_{z_1}\omega_{z_1}^2}{2},\ T_{z_2} = \frac{I_{z_2}\omega_{z_2}^2}{2},\ T_{z_5} = \frac{I_{z_5}\omega_{z_5}^2}{2}.$$

Блок сателлитов z_4, $z_{4'}$ совершает сложное движение вокруг оси водила (переносное движение) со скоростью центра масс V_C и вокруг мгновенной оси со скоростью ω_{z_4}.

Скорость центра масс блока V_C определяется по формуле:

$$V_C = \omega_{z_2}(r_{z_3} + r_{z_{4'}}) = \omega_{z_2}(r_{z_5} + r_{z_4}),$$

где r_{z_3}, r_{z_4}, $r_{z_{4'}}$, r_{z_5} радиусы начальных окружностей.

Угловая скорость ω_{z_4} блока определяется, исходя из передаточного отношения преобразованного механизма после остановки водила:

$$i_{45}^H = \frac{\omega_{z_4} - \omega_{z_2}}{\omega_{z_5} - \omega_{z_2}} = -\frac{z_5}{z_4},$$

откуда

$$\omega_{z_4} = -\frac{z_5}{z_4}(\omega_{z_5} - \omega_{z_2}) + \omega_{z_2},$$

где $$\omega_{z_2} = \omega_H = \omega_{z_1}\frac{z_1}{z_2};\quad \omega_{z_5} = \omega_Д = \frac{\pi n_Д}{30}.$$

Пренебрегая массой водила, найдем кинетическую энергию блока сателлитов на основании известной теоремы динамики:

$$T_c = \frac{(M_{z_4} + M_{z_{4'}})V_C^2}{2} + \frac{(I_{z_4} + I_{z_{4'}})\omega_{z_4}^2}{2},$$

где M_{z_4}, $M_{z_{4'}}$, $I_{z_4}, I_{z_{4'}}$ – массы и моменты инерции масс зубчатых колес блока сателлитов.

Массы зубчатых колес и их моменты инерции можно определить приближенно, принимая колесо в виде цилиндра с шириной венца b и делительным радиусом $r_i = \frac{mz_i}{2}$. Ширина венца b и модуль m зубьев приведены в задании. Объем цилиндра при этом $V = \pi r^2 b$ и масса колеса $M_{zi} = q\pi r^2 b$, где $q = 7{,}8\cdot 10^3$ кг/м^3 –

удельный вес стали.

Момент инерции сплошного цилиндра, как известно, равен:

$$I_{z_i} = M_{z_i} \frac{r_i^2}{2}.$$

С учетом сказанного выше, равенство кинетических энергий для определения приведенного момента инерции масс редуктора, представленного на рис.11, запишется следующим образом:

$$\frac{I_{\text{ред}}^{\text{пр}}\omega_1^2}{2} = \frac{I_{z_1}\omega_1^2}{2} + \frac{I_{z_2}\omega_{z_2}^2}{2} + k\left[\frac{(M_{z_4} + M_{z_{4'}})V_C^2}{2} + \frac{(I_{z_4} + I_{z_{4'}})\omega_{z_4}^2}{2}\right] + \frac{I_{z_5}\omega_{\text{Д}}^2}{2},$$

где k – число блоков сателлитов в планетарном механизме. Примем $k = 3$.

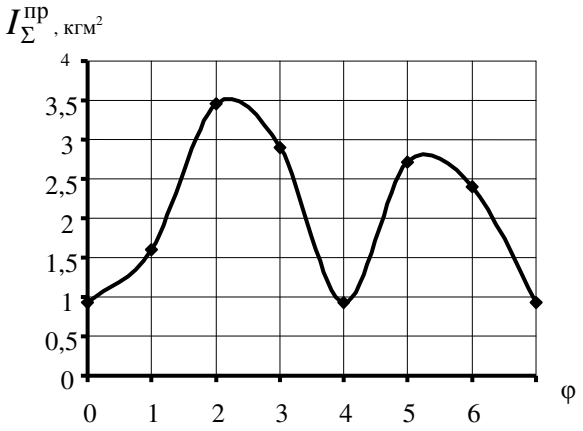


Рисунок 12 – График приведенного момента инерции $I_\Sigma^{\text{пр}} = I_\Sigma^{\text{пр}}(\varphi)$

Схемы передаточных механизмов в различных заданиях на курсовой проект могут отличаться от примера, рассмотренного на рис. 4. Однако принцип решения задачи во всех случаях будет аналогичным рассмотренному выше.

Функция $I_{\text{гл}}^{\text{пр}} = I_{\text{гл}}^{\text{пр}}(\varphi)$ рассчитана по формуле (26), задана таблицей значений или графиком (рис. 8) на отрезке $0 \le \varphi \le 2\pi$. Значения приведенных моментов инерции $I_{\text{ред}}^{\text{пр}}$, $I_{\text{рэ}}^{\text{пр}}$,как уже отмечалось, не зависят от положения звена приведения и являются величинами постоянными.

7. Определение функции $\omega = \omega(\varphi)$

Для режима установившегося движения требуется найти зависимость между угловой скоростью главного вала ω и углом φ, задающим его положение, т. е. необходимо найти функцию $\omega = \omega(\varphi)$. Эта функция периодическая, так что

$$\omega(\varphi) = \omega(\varphi + \phi),$$

где ϕ – угол, соответствующий циклу установившегося движения и определяемый периодичностью рабочих процессов в механизмах агрегата. Угол ϕ, например, может быть равен 2π или 4π, если рабочие процессы имеют период 4π.

Так как решить аналитически уравнение (1) не представляется возможным, будем искать численное решение.

7.1. Для механизма с асинхронным электродвигателем

Разобьем цикловой угол (в большинстве случаев 2π), соответствующий периоду $\omega_1 = \omega_1(\varphi)$, на n равных частей (например, 18, 20, 24) с шагом

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{n}.$$

Отметим соответствующие узловые точки на кривой приведенного момента сил сопротивления $M^{\text{пр}} = M^{\text{пр}}(\varphi)$ (рис. 4) и на кривой приведенного момента инерции агрегата $I_\Sigma{}^{\text{пр}} = I_\Sigma{}^{\text{пр}}(\varphi)$ (рис. 12). Принимая во внимание равенства (4) и (23), уравнение (1) запишем в виде:

$$\frac{I^{\text{пр}}_{(i+1)}\,\omega^2_{(i+1)}}{2} - \frac{I^{\text{пр}}_i\,\omega_i^2}{2} = \int\limits_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} M^{\text{пр}}_{C_i}(\varphi)d\varphi + \int\limits_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \left(A - B\omega^2\right)d\varphi, \qquad (28)$$

Предполагая, что при достаточно малом $\Delta\varphi$ величины $M_{\text{С}}$ и $M_{\text{Д}}$ на отрезке от φ_i до φ_{i+1} можно приближенно считать изменяющимися по линейному закону, заменим интегралы в правой части уравнения (28) выражением

$$\begin{aligned} &\int\limits_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} M^{\text{пр}}_{C}(\varphi)d\varphi = \frac{1}{2}\left(M^{\text{пр}}_{C_i} + M^{\text{пр}}_{C_{(i+1)}}\right)\Delta\varphi; \\ &\int\limits_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \left(A - B\omega^2\right)d\varphi = \left(A - B\,\frac{\omega_i^2 + \omega_{i+1}^2}{2}\right)\Delta\varphi, \end{aligned} \qquad (29)$$

где $M^{\text{пр}}_{C_i}$ и $M^{\text{пр}}_{C_{(i+1)}}$ – значения приведенного момента $M^{\text{пр}}_C$ при $\varphi = \varphi_i$ и $\varphi = \varphi_{i+1}$.

Вводя выражение (29) в выражение (28), получим:

$$\frac{I^{\text{пр}}_{(i+1)}\,\omega^2_{(i+1)}}{2} - \frac{I^{\text{пр}}_i\,\omega_i^2}{2} = \frac{1}{2}\left(M^{\text{пр}}_{C_i} + M^{\text{пр}}_{C_{(i+1)}}\right)\Delta\varphi + \left(A - B\,\frac{\omega_i^2 + \omega_{i+1}^2}{2}\right)\Delta\varphi. \qquad (30)$$

Это уравнение связывает значение угловой скорости ω_i^2 в начале отрезка и угловой скорости ω_{i+1}^2 в его конце. Решив уравнение (30) относительно ω_i^2, получим:

$$\omega^2_{i+1} = \frac{\left(I^{\text{пр}}_i - B\Delta\varphi\right)\omega_i^2 + \left(M^{\text{пр}}_{C_i} + M^{\text{пр}}_{C_{(i+1)}} + 2A\right)\Delta\varphi}{I^{\text{пр}}_{(i+1)} + B\Delta\varphi}. \qquad (31)$$

Изменяя *i* от 1 до *n*, можно шаг за шагом получить значения ω_i^2 на протяжении циклового угла 2π.

Формула (31) является расчетной для функции $\omega = \omega(\varphi)$. Зададим ориентировочно значение ω_i (в пределах рабочего участка механической характеристики электродвигателя) и определим значения ω_{i+1}: ω_{1+1}, ω_{2+1},…, ω_n. Например, примем $\omega_1 = \dfrac{\pi n_1}{30}$. Вследствие приближенного задания ω_1 может быть, что $\omega_1 \neq \omega_n$, т. е. условие периодичности не выполняется.

Уверенность в том, что при произвольно заданном значении ω_1 мы найдем периодическое решение, то есть будет обеспечена сходимость процесса, основана на физических соображениях. Задание произвольного значения ω_1 можно трактовать как кинематическое возмущение (дополнительная угловая скорость главного вала), сообщенное в некоторый момент времени машинному агрегату, который совершал до этого установившееся движение. Система с электроприводом устойчива, т. е. стремится после возмущения вернуться к режиму установившегося движения.

Поэтому выполним расчет для следующего цикла, но теперь в качестве ω_1 примем значение ω_n , найденное в конце расчета первого оборота. Этот процесс будет продолжаться до тех пор, пока не будет

$$|\omega_n - \omega_1| < \Delta,$$

где Δ – допустимая погрешность в определении периодического движения.

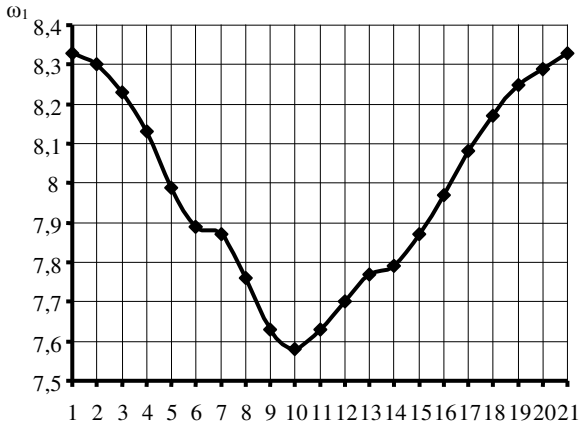


Рисунок 13– График зависимости ω_1 от положения кривошипа на этапе установившегося движения

Объем вычислений, которые следует выполнить для получения периодического решения, зависит от свойств системы и от того, насколько принятое первоначально значение ω_1 отличается от действительного. Агрегаты с асинхронными

двигателями характеризуются свойством саморегулирования, поэтому обычно бывает достаточно выполнить расчеты для двух оборотов начального звена или для части второго оборота.

Расчет ведется до тех пор, пока значения угловой скорости в некотором положении звена приведения на двух последовательных оборотах не совпадут. Результаты расчетов сводятся в таблицу, и строится график зависимости $\omega_1 = \omega_1(\varphi)$ (рис. 13) на этапе установившегося движения.

7.2. Для механизма-двигателя

Исходными данными для механизма-двигателя являются зависимости избыточной работы $A = A(\varphi)$ и приведенного момента инерции $I_{\Sigma}^{\text{пр}} = I_{\Sigma}^{\text{пр}}(\varphi_1)$ (см. рис. 9, 12). Определим значение

$$B(\varphi_i) = A(\varphi_i) - \frac{[\Delta I_i - \Delta I_1]\omega_{\text{ср}}^2}{2},$$

где $\Delta I_i = I_{\Sigma}^{\text{пр}}(\varphi_i) - I_C$; $I_C = \frac{1}{11}\sum_{i=0}^{11} I_{\Sigma}^{\text{пр}}(\varphi_i)$ – среднее значение момента инерции машинного агрегата. Строим график (рис. 14) и определяем значение $B_{\max}$ и $B_{\min}$.

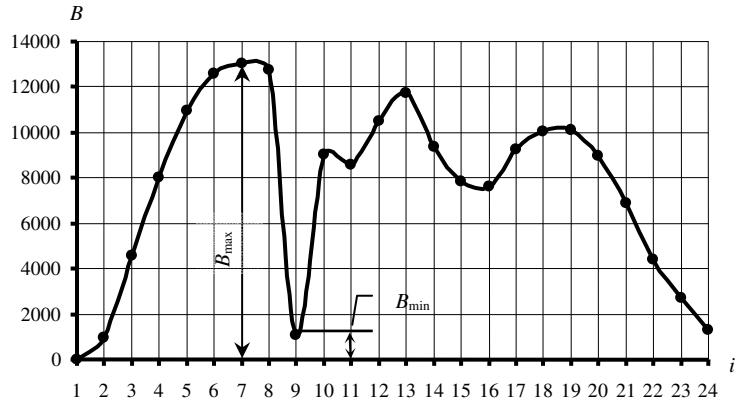


Рисунок 14 – График зависимости коэффициента B от положения кривошипа i за цикл работы машины

Приведенный момент инерции агрегата с маховиком определим по формуле:

$$I_{Ca} = \frac{B_{\max} - B_{\min}}{\delta\omega_{\text{ср}}^2}.$$

Приведенный момент инерции маховика, который обеспечивает работу механизма двигателя с данным коэффициентом неравномерности движения, определяем по формуле

$$I_{\text{мах}}^{\text{пр}} = I_{Ca} - I_C.$$

Строится график $I_a^{\text{пр}}(\varphi_i)$ – приведенный момент инерции агрегата, кг·м^2 (рис.15).

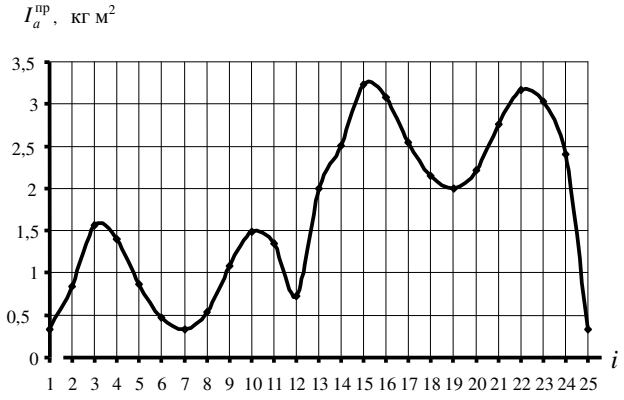


Рисунок 15 – График зависимости приведенного момента инерции машинного агрегата $I_a^{\text{пр}}$ от положения кривошипа *i* за цикл работы

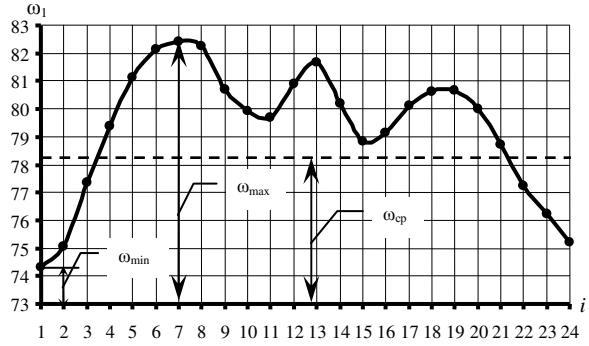


Рисунок 16 – График зависимости ω_1 от положения кривошипа *i* за цикл работы машинного агрегата

После установки на главном механизме маховика, угловые скорости звена 1 определим по формуле:

$$\omega_{1i} = \sqrt{\frac{I_a^{\text{пр}}(\varphi_1)\omega_{11}^2 + 2A(\varphi_i)}{I_a^{\text{пр}}(\varphi_i)}},$$

где $I_a^{\text{пр}}(\varphi_i) = I^{\text{пр}}(\varphi_i) + I_{мах}^{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции агрегата, кг·м^2

Результаты расчетов сводятся в таблицу, и строится график $\omega_1 = \omega_1(\varphi)$ (рис. 16). На графике выделяются номера положений кривошипа, которым соответствуют значения ω_{max}, ω_{min}. Проводится линия среднего значения: ω_{cp}.

8. Коэффициент неравномерности хода

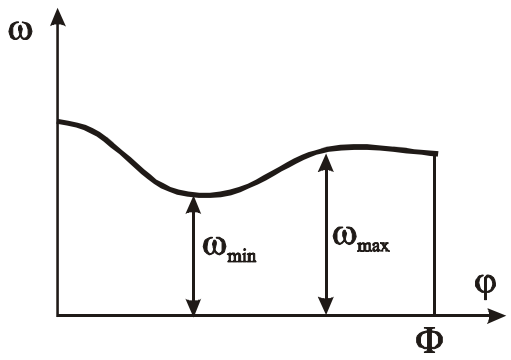


Рисунок 17 – График функции $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$

После того как установившееся движение найдено, можно определить коэффициент неравномерности δ и сравнить его с допустимым значением. Если $\delta > [\delta]$, то следует определить момент инерции маховика, который обеспечит снижение δ до допустимой нормы или определить процент погрешности Δ расчетного коэффициента неравномерности хода δ по сравнению с допустимым значением [δ].

По полученным значениям ω_1 строим

график функции $\omega_1 = \omega_1(\varphi)$ (рис. 17) и определяем коэффициент неравномерности хода δ:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ср}}, \qquad (32)$$

где $\omega_{ср} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$, а ω_{max} и ω_{min} – максимальное и минимальное значение ω_1. Определяем погрешность коэффициента неравномерности хода по формуле:

$$\Delta\delta = \left|\frac{[\delta] - \delta}{[\delta]}\right| \cdot 100\ \%.$$

Погрешность не должна превышать $\Delta\delta \le 10\ \%$.

В табл. 5 приведены значения допустимых коэффициентов неравномерности хода для различных машин.

Таблица 5 – Допустимые коэффициенты неравномерности хода для различных машин

Название машин	Коэффициент неравномерности δ
Насосы	1/5 – 1/30
Металлообрабатывающие станки	1/10 – 1/50 1/20 – 1/100
Судовые двигатели	1/80 – 1/150 1/200 – 1/300
Двигатели внутреннего сгорания, компрессоры	1/100 и меньше
Электрические генераторы переменного тока	
Авиационные двигатели	

Величину коэффициента неравномерности δ выбирают в зависимости от назначения машины: чем грубее выполняемая ею работа, тем большую величину коэффициента неравномерности можно допустить. Задавшись величиной δ, легко найти момент инерции маховика (рис. 18), обеспечивающий выбранную степень неравномерности при заданных условиях работы машины.

Если избыточную работу (безразлично – положительную или отрицательную) обозначить через *A*, то на основании закона сохранения энергии, по формуле: $A = \frac{1}{2} J\left(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2\right)$

С учетом формулы (32) получаем: $\frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} = \frac{1}{2}\left(\omega_{max} + \omega_{min}\right)\left(\omega_{max} - \omega_{min}\right) = \omega^2\delta$

и $A = J\omega^2\delta = J\delta\left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 = \frac{Jn^2\delta}{90}$.

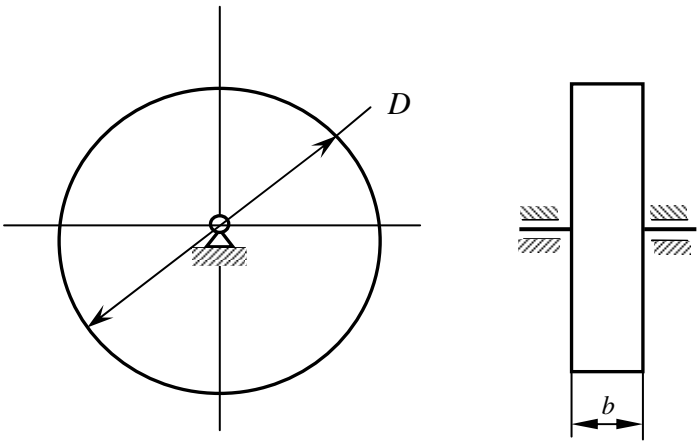


Рисунок 18 – Упрощенная схема маховика

Искомый момент инерции маховика: $J = \frac{A}{\omega^2\delta} = \frac{90A}{n^2\delta}$.

На практике удобнее иметь дело не с моментом инерции J, кг·м^2, а весом G (Н) и диаметром D, м маховика. Если считать всю массу маховика сосредоточенной в его ободе, т.е. приближенно на расстоянии $R = \frac{D}{2}$ от оси вращения, то получаем:

$$J = \sum mR^2 = \frac{G}{g}\left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{GD^2}{4g} \approx 0.1GR^2$$

и

$$GD^2 = 4gJ = 4g\,\frac{90A}{n^2\delta} = 3600\frac{A}{n^2\delta},$$

где GD^2 есть лишь другая форма выражения момента инерции массы.

Это произведение GD^2 называется маховым моментом (характеристикой маховика, раскачивающим моментом); физический смысл его тот же, что и момента инерции, но измеряется в кг·м^2.

Определив наибольшую избыточную или недостающую работу A, вычисляем нужный маховый момент GD^2, обеспечивающий требуемую степень неравномерности δ при заданной угловой скорости маховика n (об/мин). Задавшись по конструктивным соображениям диаметром маховика D, находим необходимый теоретический вес G его (в H) из очевидной формулы: $G = \frac{[GD^2]^*}{D^2}$,

где $[GD^2]^*$ – расчетный маховый момент, обеспечивающий требуемую степень неравномерности δ.

При изготовлении маховика в виде сплошного диска масса маховика определяется по формуле:

$$m = \gamma V = \gamma \frac{\pi D^2}{4} b,$$

где $V = \frac{\pi D^2}{4} b$ – объем маховика, м^3; D – диаметр маховика, м;

γ – плотность материала, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; b – ширина маховика, м.

Список литературы

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский.– М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов и др. : под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Левитская О. Н. Курс теории механизмов и машин : учебник для вузов / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский – М.: Высш. шк., 1978. – 270 с.
4. Кореняко А. С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А. С. Кореняко, Л. И. Кременштейн, С. Д. Петровский и др. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
5. Теория механизмов и машин. Системный подход : учеб. пособ. / А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. – К.: УМК ВО, 1992. – 384 с.
6. Методические указания по применению ЭВМ при выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов машиностроительных специальностей / В. А. Новгородцев, В. Б. Зеленский, Г. А. Кротенко и др. – Х.: ХГПУ, 1998. – 37 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Асинхронные короткозамкнутые трехфазные электродвигатели серии 4А основного исполнения ГОСТ 19523 – 74

Закрытые обдуваемые

Тип двигателя	N, кВТ	$n_н$, об/мин	$I_Р$, кг·м^2	Тип двигателя	N, кВТ	$n_н$, об/мин	$I_Р$, кг·м^2
$n_с$ = 3000 об/мин							
4АА50А2У3	0,09	2740	0,0000245	4А160S2У3	15	2940	0,0475
4АА50В2У3	0,12	2710	0,0000267	4А160М2У3	18,5	2940	0,0525
4АА56А2У3	0,18	2800	0,000165	4А180S2У3	22	2945	0,07
4АА56В2У3	0,25	2770	0,000465	4А180М2У3	30	2945	0,085
4АА63А2У3	0,37	2750	0,00076	4А200М2У3	37	2945	0,095
4АА63В2У3	0,55	2740	0,0009	4А200L2У3	45	2945	0,1925
4АХ71А2У3	0,75	2840	0,000975	4А225М2У3	55	2945	0,25
4АХ71В2У3	1,1	2810	0,00105	4А250S2У3	75	2960	0,465
4АХ80А2У3	1,5	2850	0,00182	4А250М2У3	90	2960	0,7275
4АХ80В2У3	2,2	2850	0,00212	4А280S2У3	110	2970	1,09
4АХ90L2У3	3	2840	0,00355	4А280М2У3	132	2970	1,19
4А100S2У3	4	2880	0,00593	4А315S2У3	160	2970	1,4
4А100L2У3	5,5	2900	0,00748	4А315М2У3	200	2970	1,625
4А112М2У3	7,5	2900	0,0099	4А355S2У3	250	2970	2,85
4А132М2У3	11	2940	0,02278	4А355М2У3	315	2970	3,225
$n_с$ = 1500 об/мин							
4АА50А4У3	0,06	1380	0,0000287	4А160S4У3	15	1465	0,04
4АА50В4У3	0,09	1370	0,0000325	4А160М4У3	18,5	1465	0,1025
4АА56А4У3	0,12	1375	0,00007	4А180S4У3	22	1470	0,19
4АА56В4У3	0,18	1365	0,000788	4А180М4У3	30	1470	0,2325
4АА63А4У3	0,25	1380	0,001238	4А200М4У3	37	1475	0,3675
4АА63В4У3	0,37	1365	0,00128	4А200L4У3	45	1475	0,445
4АХ71А4У3	0,55	1390	0,0013	4А225М4У3	55	1480	0,64
4АХ71В4У3	0,75	1390	0,00143	4А250S4У3	75	1480	1,02
4АХ80А4У3	1,1	1420	0,00323	4А250М4У3	90	1480	1,1675
4АХ80В4У3	1,5	1415	0,00333	4А280S4У3	110	1470	2,3
4АХ90L4У3	2,2	1425	0,0056	4А280М4У3	132	1480	2,475
4А100S4У3	3	1435	0,008675	4А315S4У3	160	1480	3,075
4А100L4У3	4	1430	0,011225	4А315М4У3	200	1480	3,625
4А112М4У3	5,5	1445	0,011375	4А355S4У3	250	1485	6
4А132S4У3	7,5	1455	0,0175	4А355М4У3	315	1485	7,05
4А132М4У3	11	1460	0,00275				

Продолжение прил. 1

Тип двигателя	N, кВТ	$n_н$, об/мин	$I_Р$, кг·м^2	Тип двигателя	N, кВТ	$n_н$, об/мин	$I_Р$, кг·м^2
$n_с$ = 1000 об/мин							
4АА63А6У3	0,18	885	0,00124	4А160М6У3	15	975	0,1825
4АА63В6У3	0,25	890	0,0014	4А180М6У3	18,5	975	0,28
4АХ71А6У3	0,37	910	0,00172	4А200М6У3	22	980	0,4
4АХ71В6У3	0,55	900	0,00203	4А200L6У3	30	980	0,4475
4АХ80А6У3	0,75	915	0,00335	4А225М6У3	37	985	0,7375
4АХ80В6У3	1,1	920	0,00458	4А250S6У3	45	985	1,155
4АХ90L6У3	1,5	915	0,00733	4А250М6У3	55	985	1,26
4А100L6У3	2,2	950	0,0131	4А280S6У3	75	985	2,925
4А112МА6У3	3	955	0,01725	4А280М6У3	90	985	3,375
4А112МВ6У3	4	950	0,02115	4А315S6У3	110	985	4
4А132S6У3	5,5	965	0,04038	4А315М6У3	132	985	4,5
4А132М6У3	7,5	970	0,05775	4А355S6У3	160	985	7,25
4А160S6У3	11	975	0,1375	4А355М6У3	200	985	8,8
$n_с$ = 750 об/мин							
4АХ71В8У3	0,25	680	0,00185	4А180М8У3	15	730	0,25
4АХ80А8У3	0,37	675	0,00338	4А200М8У3	18,5	735	0,4
4АХ80В8У3	0,55	675	0,00405	4А200L8У3	22	730	0,4525
4АХ90LА8У3	0,75	700	0,00625	4А225М8У3	30	735	0,7375
4АХ90LВ8У3	1,1	700	0,0086	4А250S8У3	37	735	1,155
4А100L8У3	1,5	695	0,0129	4А250М8У3	45	740	0,8625
4А112МА8У3	2,2	700	0,0176	4А280S8У3	55	735	3,175
4А112МВ8У3	3	700	0,0245	4А280М8У3	75	740	4,125
4А132S8У3	4	720	0,0424	4А315S8У3	90	740	4,925
4А132М8У3	5,5	720	0,0581	4А315М8У3	110	740	5,85
4А160S8У3	7,5	730	0,1375	4А355S8У3	132	740	9,05
4А160М8У3	11	730	0,18	4А355М8У3	160	740	10,2

Продолжение прил. 1

Защищенные

Тип двигателя	N, кВТ	$n_н$, об/мин	$I_Р$, кг·м^2	Тип двигателя	N, кВТ	$n_н$, об/мин	$I_Р$, кг·м^2
$n_с$ = 3000 об/мин				$n_с$ = 1500 об/мин			
4АН160S2УЗ	22	2915	0,0425	4АН160S4УЗ	18,5	1450	0,0925
4АН168М2УЗ	30	2915	0,055	4АН160М4УЗ	22	1458	0,11725
4АН180S2УЗ	37	2945	0,08	4АН180S4УЗ	30	1465	0,1775
4АН180М2УЗ	45	2945	0,0925	4АН180М4УЗ	37	1470	0,2175
4АН200М2УЗ	55	2940	0,16	4АН200М4УЗ	45	1475	0,345
4АН200L2УЗ	75	2940	0,19	4АН200L4УЗ	55	1475	0,425
4АН225М2УЗ	90	2945	0,2375	4АН225М4УЗ	75	1475	0,6025
4АН225S2УЗ	110	2945	0,04425	4АН250S4УЗ	90	1480	0,8825
4АН250М2УЗ	132	2950	0,495	4АН250М4УЗ	110	1475	0,9575
4АН280S2УЗ	160	2960	0,775	4АН280S4УЗ	132	1470	1,825
4АН280М2УЗ	200	2960	1,025	4АН280М4УЗ	160	1470	2,125
4АН315М2УЗ	250	2970	1,7	4АН315S4УЗ	200	1475	3,15
4АН355S2УЗ	315	2970	2,375	4АН315М4УЗ	250	1475	3,7
4АН355М2УЗ	400	2970	2,85	4АН355S4УЗ	315	1485	5,75
				4АН355М4УЗ	400	1485	7
$n_с$ = 1000 об/мин				$n_с$ = 750 об/мин			
4АН180S6УЗ	18,5	975	0,1875	4АН180S8УЗ	15	730	0,235
4АН180М6УЗ	22	975	0,235	4АН180М8УЗ	18,5	730	0,2975
4АН200М6УЗ	30	975	0,3775	4АН200М8УЗ	22	730	0,49
4АН200L6УЗ	37	980	0,73	4АН200L8УЗ	30	730	0,5825
4АН225М6УЗ	45	980	0,7025	4АН225М8УЗ	37	735	0,825
4АН250S6УЗ	55	985	1,09	4АН250S8УЗ	45	730	1,1925
4АН250М6УЗ	75	985	1,4	4АН250М8УЗ	55	735	1,4
4АН280S6УЗ	90	980	2,5	4АН280S8УЗ	75	735	3
4АН280М6УЗ	110	980	2,875	4АН280М8УЗ	90	735	3,375
4АН315S6УЗ	132	985	4,45	4АН315S8УЗ	110	735	6,075
4АН315М6УЗ	160	985	5,125	4АН315М8УЗ	132	735	7
4АН355S6УЗ	200	985	7,8	4АН355S8УЗ	160	740	9,75
4АН355М6УЗ	250	985	9.25	4АН355М8УЗ	200	740	11,875
$n_с$ = 600 об/мин				$n_с$ = 500 об/мин			
4АН280S10УЗ	45	585	3,225	4АН315S10УЗ	55	490	5,625
4АН280М10УЗ	55	585	3,75	4АН315М10УЗ	75	490	5,625
4АН315S10УЗ	75	590	5,625	4АН355S10УЗ	90	490	9,675
4АН315М10УЗ	90	590	6,625	4АН355М10УЗ	110	490	11
4АН355S10УЗ	110	590	9,675				
4АН355М10УЗ	132	590	11				

Содержание

Вступление……..... 4
1. Цель работы…… 4
2. Динамическое исследование машинного агрегата
и определение движущего момента на входе
рабочей машины…… 5
3. Определение приведенных моментов сил,
действующих на звенья главного механизма…… 8
4. Определение требуемой мощности ……. 16
5. Определение приведенного момента движущих
сил технологической машины……. 17
6. Построение графика приведенного момента инерции……..... 19
7. Определение функции $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ …….. 22
8. Коэффициент неравномерности хода……..... 26
Список литературы…….. 28
Приложение. Асинхронные короткозамкнутые
трехфазные электродвигатели серии 4А
основного исполнения ГОСТ 19523 – 74…….. 29

Навчальне видання

Теорія механізмів и машин. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту „Дослідження руху машинного агрегату” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання

Російською мовою

Укладачі: **ТКАЧУК** Микола Анатолійович
КРОТЕНКО Галина Анатоліївна
ЗІНЧЕНКО Олена Іванівна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук

Роботу рекомендував до видання В. К. Бєлов

В авторській редакції

Комп’ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2009 р., п. 55/

Підп. до друку .10 Формат 60х841/16. Папір друк. №2.
Друк – ризографія. Гарнітура Times. Ум. друк. арк. 1,0.
Обл. – вид.арк. 1,5. Тираж 100 прим. Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21