

$$J_o^{geom} = J_x + J_y = 2 \frac{\pi d^2}{64} = \frac{\pi d^4}{32}.$$

Очевидно, что физический момент инерции однородного цилиндра равен произведению плотности тела на его геометрический момент, являющийся при единичной толщине диска полярным моментом круга.

**Нормальные напряжения снабжены индексами, совпадающими с именем оси, которой они параллельны. Знак их определяется совпадением (+) или несовпадением (-) с направлением внешней нормали к поверхности тела. Физический смысл знака: положительные напряжения — растягивающие, отрицательные — сжимающие. Касательные напряжения имеют два индекса: один соответствует оси, которой напряжение параллельно, другой — имени нормали к поверхности, на которой напряжение действует. Если направление внешней нормали не совпадает с направлением одной оси, то само касательное напряжение не совпадает с направлением другой оси. Знак касательного напряжения физического смысла не имеет. На рис. 1 показаны положительные напряжения.*

ЛИТЕРАТУРА:

1. Чигарев А.В., Василевич Ю.В., Чигарев Ю.В. Что такое МТТ? (вариант тезисов вводной лекции по теретической механике) // Межведомственный сб. научно-метод. статей / Минск: УП «Технопринт», 2002. — С. 14 — 17.
2. Безухов Н.И. Сборник задач по теории упругости и пластичности. — М.: Гос. изд. техн.-теор. лит., 1957. — С. 17 — 18.
3. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики в 2-х ч. Ч. 2. — М.: Наука, 1969. — 332 с.
4. Кондратюк В.Ф. Формирование понятий «моменты инерции» в технической механике // Материалы научно-практич. конф., посвященной 30-летию инженерно-педагогического образования в Республике Беларусь / БГПА. — Минск, 1994. — С. 77 — 78.

К ВЫБОРУ ОБОБЩЕННЫХ КООРДИНАТ МАШИН С ИМПУЛЬСИВНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ РАБОЧИХ НАГРУЗОК

Коренский В.Ф., Улитин А.А

To a choice of the generalized coordinates of machines with impulsive change of working loadings.

Traditionally the rate of the theory of mechanisms and machines is based on researches of mechanisms in function of the generalized coordinates which change in regular intervals. At impulsive distribution of technological loadings it results in the big errors of calculations. More subject research of machines is offered on the basis of characteristic positions of their main shaft.

Проектирование по курсу «Теория механизмов, машин и манипуляторов» (ТММ и М) предполагает проведение широких исследований кинематических, динамических и других характеристик механизмов в функции обобщенных координат машин.

Согласно существующей методике проектирования по ТММ и М [1], в качестве обобщенных координат принимают угол поворота кривошипа ? несущего (рычажного) механизма и, по сложившейся традиции, указанную координату изменяют равномерно, начиная от полужения механизма, которое является крайним. Однако следование этому правилу ведет к ограничению круга заданий на курсовой проект, поскольку их подбирают так, чтобы технологические усилия, действующие на обрабатывающий инструмент, распределялись на значительной величине его хода, а законы распределения этих усилий были бы, по возможности, монотонными, гладкими [1]-[3]. В этих случаях работу сил-основной показатель их механическо-

го воздействия на машину, с достаточной точностью можно вычислить как интеграл функции приведенного к главному валу машины момента [4]:

$$A = \int M_{np} d\varphi \quad (1)$$

Передаточная функция от главного вала к рабочему звену машины не всегда оказывается линейной, а кроме гладких законов распределения технологических усилий встречаются и импульсивные. Последние характеризуются значительным изменением сил при незначительных перемещениях точек их приложения. В этих условиях необоснованный (механический) выбор обобщенных координат φ , особенно при ограниченном их количестве, может привести к неадекватному отражению в формуле (1) закона изменения полезных нагрузок, т.к. одна часть импульсов может не иметь достаточного количества характеризующих их расчетных точек, другая часть и вовсе не имеет их.

Изложенное позволяет сделать вывод: при проектировании по ТММ и М, с целью более полного

учета механического действия полезных нагрузок, их работу следует определять в точках приложения сил, а обобщенные координаты находить с помощью плана положений механизма с ведущим рабочим звеном, причем положения выбрать в соответствии с распределением сил.

Задавать обобщенные координаты φ , следует также, руководствуясь теми или иными дополнительными соображениями. Таковыми могут быть — проверка входных параметров синтеза и огра-

ничений, выбор фазовых углов кулачкового механизма и т.п.

В качестве примера рационального выбора (определения) обобщенных координат машин, рассмотрим передаточный механизм гайковырубного автомата (рис. 1): задание на его проектирование содержится в методической разработке [2].

На рис. 1а представлена схема несущего механизма, на рис. 1б — схема действия технологических усилий на ползун D, на рис. 1в — схема привода.

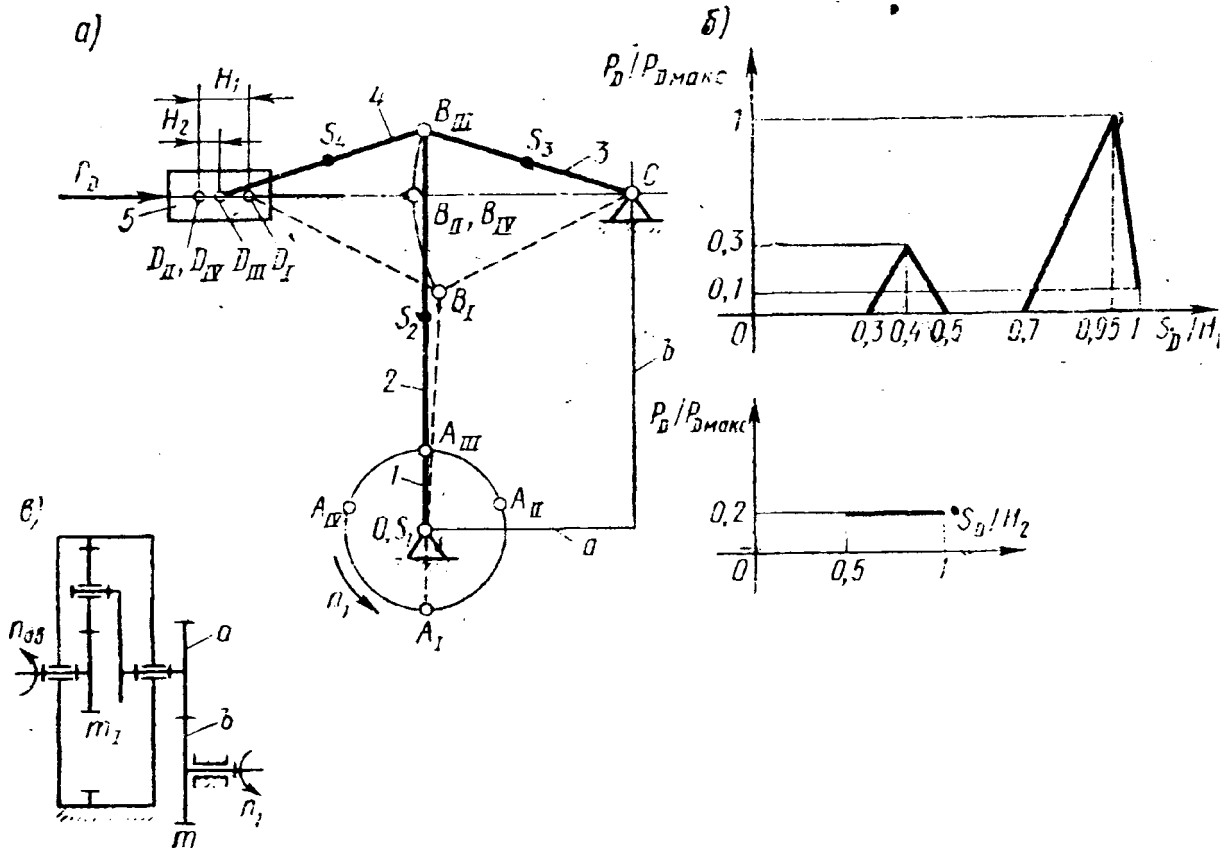


Рис. 1.

Технологические усилия, действующие на ползун D за цикл движения автомата (один двойной «длинный» ход H_1 и один двойной «короткий» ход H_2) имеют форму пяти импульсов: на прямом ходе H_1 ползуна D на участках $(0,3-0,4)H_1$, $(0,4-0,5)H_1$, $(0,7-0,95)H_1$ и $(0,95-1,0)H_1$ — трех треугольных и одного трапецеидального, на прямом ходе H_2 ползуна D $(0,5-1,0)H_2$ — одного прямоугольного.

Проведенные нами исследования одного из вариантов задания на гайковырубной автомат [2] с помощью ЭВМ позволили установить, что работу всех пяти импульсов при равномерном изменении обобщенной координаты φ (угла поворота кривошипа OA от одного из крайних положений OA_{IV} удается вычислить с точностью 80-85% при числе шагов $\Delta\varphi$, достигающем 100.

Работу полезных сил A_{nc} вычисляем по формуле:

$$A_{nc} = \sum_1^4 \int_{H_1} F_{n.c} ds + \int_{H_2} F_{n.c} ds, \quad (2)$$

минуя понятие «приведенный момент» и пользуясь геометрическим смыслом интеграла [6]. В данном случае все импульсы представляют простые геометрические фигуры, поэтому точное вычисление их площади, т.е. работы сил, никаких затруднений у студентов не вызывает.

График работ полезных сил (как и график полезных нагрузок) изображаем в функции хода S ползуна D ($A_{nc} = A_{nc}(S)$ рис. 2в). Обобщенные координаты φ_1 поворота кривошипа OA от его нулевого положения, соответствующего одному из крайних положений механизма, находим, строя план положений этого механизма с ведущим ползуном D, помещая его в положения 1, 2, 3, 4, 5, 6, 10, 11, совпадающие с характерными точками графика нагрузок — рис. 2а, 2б, 2в.

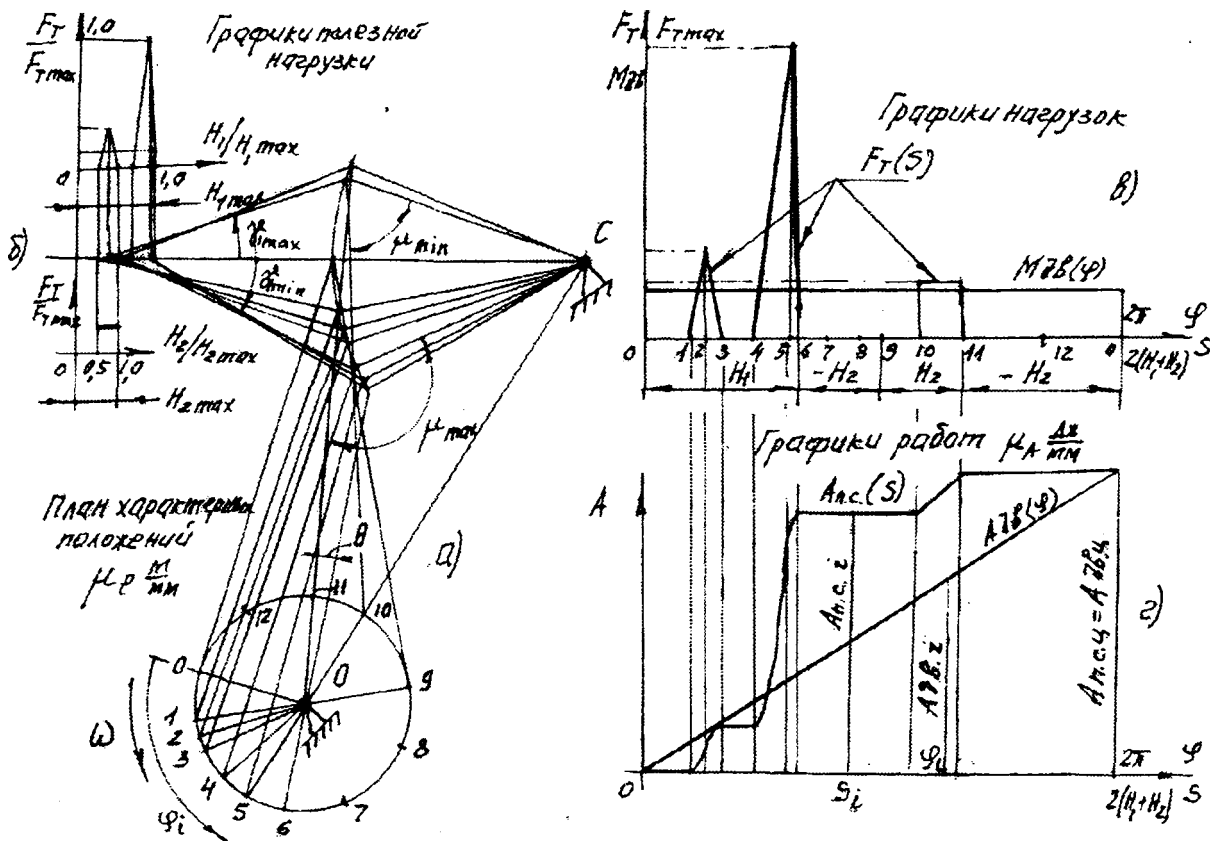


Рис. 2.

Дополнительные координаты φ_i (в положениях 7, 8, 9, 12) назначаем, исходя из соображений полноты проведения исследований при курсовом проектировании по ТММиМ, повышения точности этих исследований, достижения четкости основных понятий:

1. Девятое, вместе с (построенным) нулевым, а также (построенные) шестое и одиннадцатое положения соответствуют началам прямых и обратных ходов ползуна D. Обычно их строят для проверки результатов синтеза несущего (рычажного) механизма по величинам ходов H_1 и H_2 , а также углу перекрытия θ . Положения наступают, когда звенья OA и AB в шарнирном четырехзвеннике OABC, звенья BC и BD в кривошипно-ползунном механизме BCD располагаются на одной прямой.

2. Десятое и (построенное) пятое положения соответствует экстремальным значениям угла передачи μ_{min} и μ_{max} в шарнирном четырехзвеннике OABC (рис. 1а). Их строят начиная от кривошипа OA когда он совпадает с направлением стойки OC.

3. Построенные шестое и одиннадцатое положения механизмов соответствуют экстремальным значениям угла давления (γ_{1max} , γ_{2min}) в присоединенном кривошипно-ползунном механизме CBD (рис. 1а)

4. Положения, соответствующие началам и концам фазовых углов вспомогательного кулачкового, либо иного, механизмов, и используются при разработке циклограмм машин (на рис. 2 могут

совпадать с уже построенными положениями). Они могут строиться как от ведущего кривошипа OA (ползун D ведомый), так и от ведущего ползуна D (ведомым является кривошип OA).

5. Промежуточные положения, например, седьмое, восьмое, двенадцатое. Они могут быть назначены для полноты исследования цикла и построены, начиная от ведущего кривошипа OA.

Т.о. получается план 12-15-ти характерных положений несущего механизма, которых — вполне достаточно при выполнении курсового проекта по ТММ и М.

Значения координат φ_i в построенных положениях механизма могут замеряться при помощи транспортира, а при необходимости, уточняться при помощи ЭВМ.

Значения работ сил полезного сопротивления $A_{п.с.i}$ в рассматриваемых i-тых положениях механизма, вычисленные в соответствии с выражением (2), заносят в «Протокол проведения исследований параметров машины».

В этот «протокол» также заносят значение работ движущих сил $A_{дв.i}$, вычисленные по формуле:

$$A_{дв.i} = A_{дв.ц} \cdot \frac{\varphi_i}{360}, \quad (3)$$

где работа движущих, (действующих от механизмов привода) сил за цикл установившегося движения (Адв.ц) может быть установлена как работа сил полезного сопротивления (Ап.с.ц) за этот же цикл [4]:

$$A_{дв.ц} = A_{п.с.ц}$$

Протокол проведения исследований параметров машины

№ по- ложе- ния	Обоб- щенная коор- дината φ (рад/с)	Работа сил (Дж)		Прира- щения кинеги- ческой энергии машины ДТ (Дж)	Передаточные функции			Приведенные моменты инерции (кг · м ²)			
		полез- ного сопро- тивле- ния Ап.с	дви- жущих Ад.в		п _г /п _д (ед)	V _{с2} /п _д (м)	и т.д	механизмов			маши- ны
								I _{пр1}	I _{пр2}	и т.д	
0	0	0	0	0	a	b		c	d		e
1	...										
...											
0	360	A _{п.с.ц}	A _{дв.ц}	0	a	b		c	d		e

Выражение (3) отражает прямую пропорциональность работ Адв от φ , что при асинхронном приводе машин может обеспечить необходимую точность расчетов лишь в первом приближении [6].

Приращения кинетической энергии машины ΔT_i вычисляются в каждом положении несущего механизма.

$$\Delta T_i = A_{дв} - A_{п.с}$$

Результаты заносят в указанный выше «протокол». В него помещают и другие динамические и кинематические параметры машин, необходимые для их всестороннего исследования.

Рассмотренная методика определения (выбора) обобщенных координат машин позволяет расширить круг заданий на курсовой проект по дисциплине ТММ и М, получать при этом максимально возможную точность динамического анализа и синтеза, освободить студента от необходимости строить «рычаги» Н. Е. Жуковского.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин /Под ред. Девойно Г. Н., Мн.: Выш. шк., 1986.
2. Левитский Н. И., Солдаткин Л. П. Теория механизмов и машин. Методические указания и задания на контрольные работы и курсовой проект. М.: Высшая школа, 1983.
3. Левитский Н. И., Солдаткин Л. П и др. Теория механизмов и машин. Методические указания и контрольные задания. М.: Высшая школа, 1989.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1975.
5. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин /Под ред. К. В. Фролова, — М.: Высшая школа, 1986.
6. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУзов. Изд. 9-е; М.: ГИФМЛ, 1962

ВОПРОСЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ПО ЗАДАННОЙ ВЕЛИЧИНЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Коренский В.Ф., Василенко Д.Л.

Bases of a statement of a rate «the Theory of mechanisms and machines» are considered (examined), proceeding from understanding of the machine, as tool for realization of technologies with set productivity. To mechanisms in this rate the role of means for construction of the specified machines is allocated (removed).

Коэффициент производительности η^* показывает, какую часть времени T технологического цикла обработки изделия занимает время $t_{р.х}$ — рабочих ходов обрабатывающих инструментов и является главным критерием технического совершенства технологической машины [1].

$$\eta^* = \frac{t_{р.х}}{T} \leq 1,0. \quad (1)$$

Величина коэффициента η^* может быть установлена через параметры технологии, для выпол-

нения которой предназначена машина. Выражая в формуле (1)

$$t_{р.х} = \frac{H}{V_{ф.р.х}}, \quad \text{а} \quad \frac{1}{T} = Q_{ц} \quad (2)$$

где H и $V_{ф.р.х}$ — величина и средняя скорость рабочих ходов, а $Q_{ц}$ — цикловая производительность, получаем:

$$\eta^* = \frac{H}{V_{ф.р.х}} \cdot Q_{ц}. \quad (3)$$

Так, в ряде случаев, величину H можно определить на базе геометрических размеров обраба-