

## Протокол проведения исследований параметров машины

№ по- ложе- ния	Обоб- щенная коор- дината $\varphi$ (рад/с)	Работа сил (Дж)		Прира- щение кинеги- ческой энергии машины ДТ (Дж)	Передаточные функции			Приведенные моменты инерции (кг · м <sup>2</sup> )			
		полез- ного сопро- тивле- ния Ап.с	дви- жущих Ад.в		п <sub>г</sub> /п <sub>д</sub> (ед)	V <sub>s2</sub> /п <sub>д</sub> (м)	и т.д	механизмов			маши- ны
								I <sub>пр1</sub>	I <sub>пр2</sub>	и т.д	
0	0	0	0	0	a	b		c	d		e
1	...										
...											
0	360	A <sub>п.с.ц</sub>	A <sub>дв.ц</sub>	0	a	b		c	d		e

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

Приращения кинетической энергии машины  $\Delta T_i$  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  $\eta^*$  показывает, какую часть времени  $T$  технологического цикла обработки изделия занимает время  $t_{p.x}$  — рабочих ходов обрабатывающих инструментов и является главным критерием технического совершенства технологической машины [1].

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

Величина коэффициента  $\eta^*$  может быть установлена через параметры технологии, для выпол-

нения которой предназначена машина. Выражая в формуле (1)

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

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-



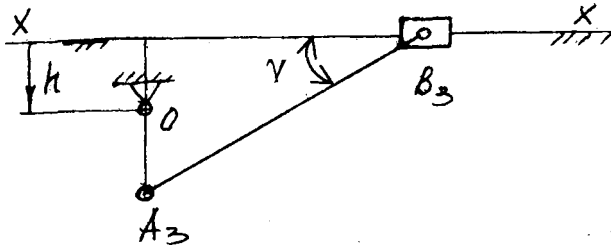


Рис. 2. Кривошипно-ползунный механизм в положении экстремума угла давления

Соотношение (7) и формулы (5) использовались для определения с помощью ПЭВМ значений  $\gamma_{max}$  при различных  $\varphi$  и  $\theta$ . Результаты помещены в таблицу.

Таблица показывает, что для кривошипно-ползунного механизма решения, отвечающие ограничению (6) возможны лишь при  $q \leq 8^\circ$ .

Таблица предельных углов давления в кривошипно-ползунном механизме

$\theta^\circ$	$\varphi^\circ$									
	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60
1	12,56	10,77	12,18	14,40	16,92	19,61	22,39	25,22	28,10	31,00
1.5	17,39	13,15	13,77	15,59	17,88	20,41	23,08	25,83	28,64	31,49
2	22,31	15,53	15,35	16,77	18,83	21,21	23,77	26,44	29,19	31,99
2,5	27,36	17,91	16,93	17,96	19,78	22,01	24,45	27,04	29,73	32,48
3	32,61	20,31	18,51	19,14	20,73	22,80	25,14	27,65	30,27	32,97
3,5	38,13	22,73	20,09	20,32	21,68	23,59	25,82	28,25	30,80	33,46
4	44,06	25,16	21,67	21,50	22,62	24,38	26,50	28,84	31,34	33,94
4,5	50,59	27,62	23,25	22,67	23,56	25,16	27,17	29,44	31,87	34,43
5	58,11	30,12	24,84	23,85	24,50	25,95	27,85	30,03	32,41	34,91
5,5	67,65	32,66	26,43	25,03	25,43	26,73	28,52	30,63	32,94	35,39
6	90,00	35,24	28,03	26,20	26,37	27,51	29,19	31,22	33,47	35,87
6,5		37,89	29,65	27,38	27,30	28,29	29,86	31,80	33,99	36,35
7		40,61	31,27	28,56	28,24	29,06	30,53	32,39	34,52	36,83
7,5		43,42	32,90	29,74	29,17	29,84	31,19	32,98	35,04	37,30
8		46,34	34,55	30,93	30,10	30,61	31,86	33,56	35,56	37,78
8,5		49,39	36,22	32,11	31,04	31,38	32,52	34,14	36,08	38,25
9		52,62	37,90	33,31	31,97	32,15	33,18	34,72	36,60	38,72

Аналогично получаем расчетные формулы и таблицы для выбора входных параметров ширинного четырехзвенника [4]. По ним определяем допустимый угол давления  $\gamma_{max} \leq 45^\circ$  [3], который для этого механизма возможен при  $\theta \leq 20^\circ$ .

Синтез кулисного механизма по заданной величине угла перекрытия  $\theta$  (т.е. коэффициенту  $\eta^*$ ) рассмотрен в работе [5]. Теоретически такие механизмы способны обеспечить  $h^* \equiv 1,0$ . Однако развитые узлы трения и некоторые конструктивные ограничения снижают реальные возможности этих механизмов.

Полученными ограничениями для угла перекрытия  $\theta$  можно воспользоваться при проектировании передаточного механизма рабочей машины.

Мы рассмотрели фрагмент синтеза технологических машин. Для проектирования их привода описание технологии должно содержать функцию изменения полезных нагрузок,  $F_{н.с.} = f(s)$ , действующих на инструмент в функции его перемещения  $S$  в одном технологическом цикле. Эта функция может быть получена теоретически (по формулам

спецкурсов), либо построена на основе эксперимента. Интегрируя эту функцию и вычисляя из (2) время  $T$ , подберем двигатель (по цикловой мощности, задавшись КПД передаточного механизма), а передаточное отношение передачи от него к главному валу машины найдем, вычислив частоту вращения главного вала  $n$  из соотношения (2):

$$n = \frac{1}{T} = Q_{ц.}$$

Значение интеграла  $\int_{-n}^n f(s) ds$  (и КПД) также используем, чтобы ориентировочно оценить расход энергии на обработку. Этот показатель является основным для оценки качества выбранной технологии. Возможность его определения в самом начале проектирования позволяет своевременно скорректировать параметры технологии.

Вторая составляющая расхода энергии, накапливаемая в подвижных звеньях машины, обладает свойствами рекуперации. Ее находим из диаграммы энергомакс при динамическом синтезе, который проводим, чтобы обеспечить динамическую

устойчивость работы машины при выполнении принятой технологии.

Таким образом, введение в рассмотрение коэффициента производительности  $\eta^*$  позволяет студенту первый профессионально-значимый курсовой проект выполнить на уровне основных требований к проектированию реальных машин в ЕСКД на первом ответственном и творчески интересном этапе — этапе разработки технического предложения.

Знакомство студентов в их первом курсовом проекте с наиболее общими принципами построения машин и возникающими при этом проблемами позволяет в цели проектов по последующим дисциплинам — таким как, «Основы конструирования и детали машин», «Конструирование и расчет станков» и т.п. конкретизировать и сделать более понятными. При этом открывается возможность для сквозного проектирования и повышения эффективности использования знаний студентов на механических факультетах ВУЗов. Проектирование по описанной схеме по дисциплине ТММ и М ведется в Полоцком государственном университете более 10 лет.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Волчкевич П.И. и др. Автоматы и автоматические линии /Под ред. проф. Шаумяна Г.А., ч.1. Основы проектирования. М.: Высшая школа, 1976.
2. Бронштейн И.Н. и Семендяев К.А. Справочник по математике. Для инженеров и учащихся ВТУЗов. Изд. 9-е. М.: ГИФМЛ, 1962.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975.
4. Василенко Д.Л., Вольнец Е.В. Оптимизационный синтез шарнирного четырехзвенника по коэффициенту производительности машин. Материалы XXXI научной студенческой конференции. ПГУ, Новополоцк, 2002.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин /Под ред. Г.Н.Девойно, Мн.: Выш.шк., 1986.

## СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ЭВМ МЕТОДОМ ЗАМКНУТЫХ ВЕКТОРНЫХ КОНТУРОВ

Тетерюкова Л.С., Комар В.Л., Тетерюков Д.О.

*The engineering methods of mechanism analysis were mainly based on graphical (approaches lately. At present the possibilities of modern personal computers allow to use (different programs developed specially for quick, qualitative and full design of various (mechanisms. Closed vector loop method permits to apply unified approach to different schemes (of mechanisms under their kinematic analysis and in this way to unify the searching algorithm of (link motion parameters (displacement, velocity and acceleration). In the paper the application of (this method for force analysis of the two-dyad link gear has been considered. Two vector loops (have been determined for given mechanism and equations for angular and linear accelerations of (the links have been derived. In order to determine the constraints and gravity forces the force (diagrams have been drawing and the balance equations have been written. The Visual Basic (program for kinematic and force analysis of the two-dyad link gear has been developed and (results of its work has been presented in the paper. The program permits to investigate different (types of mechanisms using closed vector loop method.*

Использование ЭВМ в учебном процессе по курсу «Теория машин и механизмов» требует развития навыков в формализации задач механики, создании механико-математических моделей, оформлении алгоритмов, программировании, анализе результатов расчета.

Отбор методов, которые бы позволили наиболее экономно и эффективно получать требуемый результат в жестких временных рамках учебного плана, является одной из важных задач. В разделе кинематического и силового анализа к таким методам следует отнести метод замкнутых векторных контуров на основе функции положения [1].

Традиционно отработка методов кинематического и силового анализа осуществляется на базе рычажных механизмов, структура которых разнообразна. Метод замкнутых векторных контуров позволяет в кинематическом анализе применять единый подход к различным схемам механизмов второго класса, то есть унифицировать алгоритм поиска параметра движения звеньев. Вместе с тем выходные параметры кинематического анализа являются входными параметрами силового анализа, как при расчете сил инерции, так и расчете реакций [2,3]. Последовательность же действий аналитического метода поиска сил мало отличается от графоаналитического мето-