

УДК 621.01

Анципорович П.П., Акулич В.К., Дворянчикова А.Б., Дубовская Е.М.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МАШИННОГО АГРЕГАТА
В ЛАБОРАТОРНОМ ПРАКТИКУМЕ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Динамическое исследование машинного агрегата проводится при выполнении курсового проекта. При этом ставится задача определения постоянной составляющей приведенного момента инерции, необходимой для обеспечения вращения главного вала машины с заданным коэффициентом неравномерности вращения.

Используемая традиционная методика [1, 2] не позволяет провести отдельный анализ влияния массово-геометрических характеристик привода и исполнительного механизма машины на неравномерность вращения звена приведения. Она не позволяет также выявить отдельного влияния сил технологического сопротивления (вида выполняемой операции) и сил движущих (типа приводного двигателя). Это во многом ограничивает использование математического моделирования для реализации многовариантного численного эксперимента в процессе схемной проработки автоматизированных технологических комплексов.

Объем курсового проектирования не позволяет расширить перечень изучаемых вопросов. Эту проблему можно решить, моделируя динамику машинного агрегата в лабораторном практикуме по теории механизмов и машин. Подготовлены лабораторные работы, содержащие методические разработки и программное обеспечение, с помощью которых имеется возможность установить влияние на неравномерность вращения следующих факторов:

- а) массово-геометрической характеристики привода;
- б) массово-геометрической характеристики исполнительного механизма;
- в) механической характеристики выполняемой операции.

Для решения задачи исследования отдельного влияния геометрических, массовых, кинематических и силовых характеристик машины и выполняемой операции технологического процесса предлагается угловую скорость определять по формуле

$$\omega_{1i} = \sqrt{\frac{2(T_{cp} + \Delta T_i^{cp})}{I_{Pi}}}, \quad (1)$$

где I_{Pi} - приведенный момент инерции машины;

T_{cp} - среднее значение кинетической энергии;

ΔT_i^{cp} - отклонение кинетической энергии от среднего значения.

Величина T_{cp} находится как среднее интегральное значение кинетической энергии за цикл установившегося движения (рис. 1)

$$T_{cp} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T d\varphi. \quad (2)$$

Текущее значение кинетической энергии может быть вычислено по формуле

$$T_i = T_0 + \Delta T_i, \quad (3)$$

где T_0 - кинетическая энергия в начале цикла;

∪

$$T_0 = \frac{I_{\Pi 0} \omega_{10}^2}{2},$$

ΔT_i - изменение кинетической энергии.

На основании уравнения движения звена приведения в энергетической форме [I] имеем

$$\Delta T_i = A_{\partial i} + A_{c i} = \int_0^{\varphi_i} (M_{\Pi}^{\partial} + M_{\Pi}^c) d\varphi_1,$$

- где $A_{\partial i}$ - работа движущих сил;
 $A_{c i}$ - работа сил сопротивления;
 $A_{\partial i} + A_{c i}$ - алгебраическая сумма работ;
 M_{Π}^{∂} - приведенный момент движущих сил;
 M_{Π}^c - приведенный момент сил сопротивления.



Рисунок 1. График функции $T = T(\varphi_1)$ кинетической энергии машины от угла φ поворота главного приводного вала машины.

Из рис. 1 видно, что выражение $T_i = T_0 + \Delta T_i$ можно представить следующим образом:

$$T_i = T_{\min} + \Delta T_{\min, cp} + A_{c-i}^{\partial} + A_{c-i}^c, \quad (4)$$

- где T_{\min} - минимальное значение кинетической энергии машины;
 $\Delta T_{\min, cp}$ - разность между средним и минимальными значениями кинетической энергии;

$$\Delta T_{\min, cp} = T_{cp} - T_{\min}, \quad (5)$$

A_{c-i}^{∂} - работа движущих сил на интервале $[\varphi_c, \varphi_i]$,

$$A_{c-i}^{\partial} = \int_{\varphi_c}^{\varphi_i} M_{\Pi}^{\partial} d\varphi_1, \quad (6)$$

A_{c-i}^c - работа сил сопротивления на интервале $[\varphi_c, \varphi_i]$,

$$A_{c-i}^c = \int_{\varphi_c}^{\varphi_i} M_{\Pi}^c d\varphi_1. \quad (7)$$

Угол φ_i соответствует угловому положению приводного вала, при котором $T_i = T_{cp}$.

Тогда выражение (1) для определения угловой скорости звена приведения можно представить в следующем виде:

$$\omega_{1i} = \sqrt{(\Delta\omega_{1i})^2 + (\Delta\omega_{2i})^2 + (\Delta\omega_{3i})^2 + (\Delta\omega_{4i})^2}, \quad (8)$$

где

$$(\Delta\omega_{1i})^2 = \frac{2T_{min}}{I_{\Pi i}}, \quad (9)$$

$$(\Delta\omega_{2i})^2 = \frac{2\Delta T_{min cp}}{I_{\Pi i}}, \quad (10)$$

$$(\Delta\omega_{3i})^2 = \frac{2 \int_{\varphi_c}^{\varphi_i} M_{\Pi}^d d\varphi_1}{I_{\Pi i}}, \quad (11)$$

$$(\Delta\omega_{4i})^2 = \frac{2 \int_{\varphi_c}^{\varphi_i} M_{\Pi}^c d\varphi_1}{I_{\Pi i}}. \quad (12)$$

Уравнения (8) - (12) позволяют провести анализ раздельного влияния динамических характеристик машины и выполняемой технологической операции на неравномерность вращения главного приводного вала.

Как видно из уравнения (9), функция $\Delta\omega_{1i} = \Delta\omega_{1i}(\varphi_1)$ определяет влияние «внутренней» динамики машины. Здесь T_{min} - постоянное значение кинетической энергии всех звеньев механизмов с постоянными передаточными отношениями (винт-гайка, шестерня-рейка, ременная передача, коробки скоростей с круглыми зубчатыми колесами и т.п.), т.е. эта величина учитывает массовые и кинематические характеристики привода. Величина $I_{\Pi i}$ определяется суммой двух слагаемых $I_{\Pi i} = I'_{\Pi} + I''_{\Pi}$. Здесь $I'_{\Pi} = const$ - приведенный момент инерции всех звеньев машины от двигателя до звена приведения. $I''_{\Pi} = I''_{\Pi}(\varphi_1)$ является периодической функцией с периодом τ . Таким образом, формула (9) позволяет судить о влиянии значения I'_{Π} и амплитудного значения функции $I''_{\Pi} = I''_{\Pi}(\varphi_1)$ на неравномерность движения звена приведения. Если $(I''_{\Pi})_{max} < I'_{\Pi}$ и T_{min} - достаточно большое число, то колебание амплитудных значений величины $\Delta\omega_{1i}$ будет несущественным.

Из формулы (10) и рис. 1 следует, что величина $\Delta T_{min cp}$ характеризует превышение значения средней кинетической энергии T_{cp} над ее минимальным значением T_{min} . Поэтому числитель формулы (10) есть постоянное число. Знаменатель же переменный. Это означает, что амплитудные значения функции $\Delta\omega_{2i}$ будут меньше амплитудных значений функции $\Delta\omega_{1i}$. Их значения определяются соотношением значений T_{min} и $\Delta T_{min cp}$.

Разница в физическом смысле величин T_{mi} и $\Delta T_{min\ cp}$ состоит в том, что приращение кинетической энергии определяется алгебраической суммой работ сил движущих и сопротивления. Величина же T_{mi} определяется только массами (моментами инерции) и скоростями центров масс звеньев (угловыми скоростями звеньев).

Формулы (11), (12) дают возможность судить о раздельном влиянии сил движущих (M_{II}^o) и сопротивления (M_{II}^c) на неравномерность вращения главного приводного вала.

Таким образом, раздельный анализ зависимостей (9) - (12) позволяет судить о динамике машины раздельно по силовым и массовым ее характеристикам. Сравнения зависимостей (9)-(12) полезно проводить по их амплитудным значениям между собой, а также сравнением их с амплитудными значениями зависимости (8).

В соответствии с вышеизложенным разработана программа «Динамика технологических машин», используемая в лабораторном практикуме, позволяющая исследовать зависимость неравномерности вращения главного вала машины от следующих факторов:

- а) массово-геометрической характеристики привода;
- б) массово-геометрической характеристики исполнительного механизма;
- в) механической характеристики выполняемой операции.

В качестве показателя неравномерности вращения главного вала машины выбран коэффициент неравномерности его вращения.

Пользователю предоставлена возможность использования двух режимов работы - демонстрационного, при котором показ влияния вышеназванных факторов производится с использованием заранее заложенных в программу данных, и исследовательского, когда пользователь самостоятельно вводит интересующие его параметры и при необходимости распечатывает результаты расчетов. Кроме того, результаты расчетов могут сохраняться.

Программа предназначена для инженерно-технических работников, выполняющих проектные работы, в процессе которых требуется исследовать характер вращения главного вала машины, а также для студентов, изучающих курсы теории механизмов и машин, проектирования схем технологических машин и манипуляторов, прикладной механики.

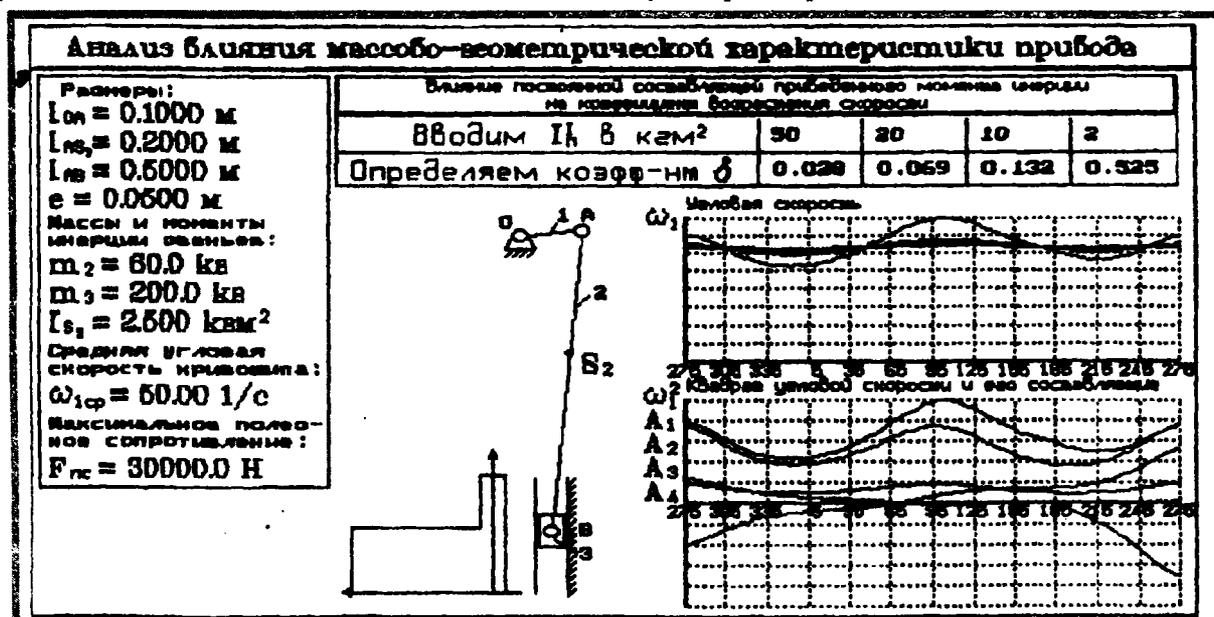


Рисунок 2- Пример вывода результатов исследования

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. -640 с. 2. Анципорович П.П., Акулич В.К., Дворянчикова

А.Б., Дубовская Е.М. Динамика машин и механизмов в установившемся режиме движения.- БНТУ, 2004. – 41с. 3. Анципорович П.П., Акулич В.К. Теория механизмов и машин: Учебная программа для высших учебных заведений: Рег. № ТД – Т.024 – БНТУ, 2004. – 10 с.

УДК 681.3

Анципорович П.П., Алейникова О.И., Булгак Т.И., Луцко Н.Я.

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ В ДИСЦИПЛИНЕ «ИНФОРМАТИКА»

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В настоящее время для повышения эффективности инженерного труда при проектировании и конструировании машин в качестве рабочего инструмента все шире применяются высокотехнологичные компьютерные рабочие станции, оснащенные специальным программным обеспечением. Использование их требует изменения принципов подготовки специалистов. На начальном этапе основы применения информационных технологий и понимание их места в инженерной деятельности закладываются в курсе «Информатика».

Названный курс излагается студентам машиностроительного факультета в течение первых четырех семестров (лекции – 68 часов, лабораторные работы – 102 часа, курсовое проектирование). Лабораторные работы, выполняемые в трех семестрах, служат для закрепления теоретического материала и посвящены основам алгоритмизации задач, программированию, изучению ОС Windows и ее приложений, таких как текстовый процессор Word, электронные таблицы Excel, СУБД Access, математическая система MathCad, AutoCad и Internet [1-5]. Курсовая работа, выполняемая в четвертом семестре, подводит итог изучения дисциплины.

При подготовке заданий на курсовое проектирование требовалось учесть потребность выполняемых разработок в последующей учебной и профессиональной деятельности. Насыщенными, с точки зрения математического моделирования и объемности расчетов, являются такие дисциплины как теоретическая механика, механика материалов, теория механизмов и машин, теория обработки материалов. Учитывая вышесказанное, были обновлены задания на курсовое проектирование [6], посвященные вопросам математического моделирования, численного исследования энергетических и силовых характеристик рабочих процессов, моделирования движения звеньев машин, силового расчета кинематических цепей, расчета параметров зубчатых колес, создания баз данных машиностроительного инструмента и оборудования.

При выборе изучаемых объектов или процессов учитывались следующие факторы:

1) базированность задач на ранее изученных или изучаемых в момент проектирования дисциплинах, таких как «Математика», «Физика», «Теоретическая механика», «Теория механизмов, машин и манипуляторов», «Механика материалов» и т. д.;

2) возможность выдачи заданий с различным уровнем сложности в зависимости от подготовленности студентов. Так более простыми являются задачи, связанные с определением параметра объекта или процесса. Например, «Определение среднего квадратического отклонения профиля при исследовании шероховатости поверхности», «Разработка базы данных. Двухтавр», «Определение удлинения стержня конической формы» и т. д. Выполнение сложных заданий связано с исследованием процессов, проведением вычислительных экспериментов, позволяющих сделать выводы об оптимальных режимах их функционирования. К последним можно отнести такие задания, как «Исследование угловой скорости главного вала машины», «Определение параметров зубчатого колеса со смещением», «Исследование движения тела, брошенного под углом к горизонту, с учетом различных видов сопротивления», «Исследование прогиба балки в зависимости от нагрузки» и др.;