

Опыт проведения курсового проектирования по предлагаемой методике показал, что формирование тем курсового проекта отличается от классического. В данном случае упор делается на нахождение оптимального решения при заданных ограничениях, что приводит к активизации мыслительной деятельности студента. Не секрет, что при выполнении традиционного проекта студент работает по заданному алгоритму. Результатом этого является слабая мыслительная деятельность студента, т.к. он выполняет работу по инструкции, а это не способствует активизации самостоятельной деятельности студентов. Смещение акцентов в задании приводит к тому, что у студентов формируются не только знания, но и умения по их применению.

Данный подход к организации курсового проектирования выявил несколько причин осложняющих работу над проектом. Во-первых, возникают сложности с формированием творческих коллективов из-за отсутствия априорной информации о студентах, от других преподавателей ранее изучаемых дисциплин. В результате, приходится в очень короткие сроки составлять свое мнение о студентах, что не позволяет всегда корректно оценить их личностные качества.

Во-вторых, у студентов отсутствует преемственность знаний, что затрудняет использование знаний, полученных при изучении других дисциплин.

В-третьих, сложность выставления итоговой объективной оценки из-за различного объема и качества выполнения работы по проекту каждым членом коллектива. Поэтому руководитель проекта должен обладать высокими профессиональными навыками.

В-четвертых, сложность в управлении самостоятельной работой студентов и контролем ее выполнения. От руководителя требуются навыки разбудить в студенте желание постигать новое, т.е. развивать свои творческие способности.

К преимуществам данного подхода относится комплексность решаемых задач. Во-первых, студент кроме получения знаний и практических навыков по конструированию заданного механизма учится выбирать и отстаивать свои решения.

Во-вторых, он получает опыт работы в коллективе, руководства коллективом и отвечать за принятые решения.

УДК 621.01

Гарах В.А., Астахов Э.И.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВ УРАВНОВЕШЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕНДА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Объектом исследования является рычажный исполнительный механизм стенда [1] для испытания гусениц одной из моделей тракторов МТЗ. Исполнительный механизм стенда предназначен для преобразования вращательного движения кривошипа 1 в возвратно-качательное движение коромысел 3, 3', 3'' с испытуемыми гусеницами через шатун 2 и штангу-раму 6 (рисунок 1) относительно корпуса 4.

Ранее в работе [2] авторами разработана методика динамического анализа движения неурав-

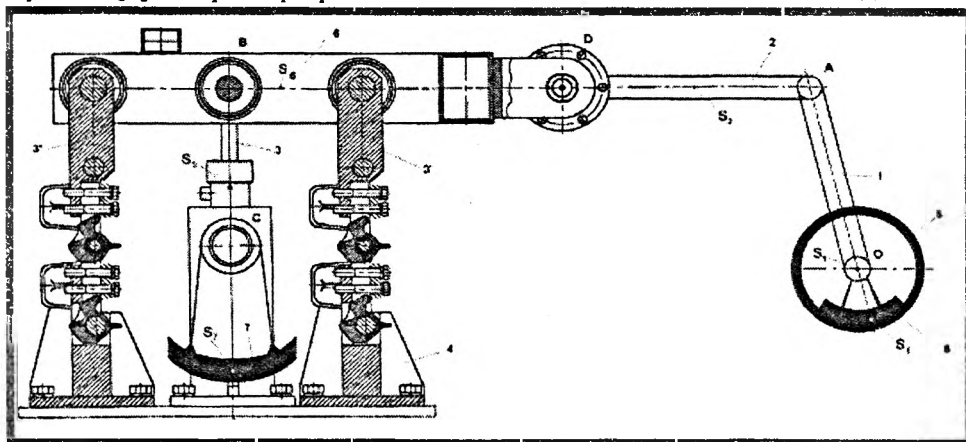


Рисунок 1. Уравновешенный рычажный механизм стенда

новешенного механизма стэнда под действием момента сопротивления M_3 на коромысле 3 и движущего момента $M_5 \approx \text{const}$ (при установившемся движении) на кривошипе 1 с учетом действительных масс m_i и осевых моментов инерции J_{Si} звеньев неуравновешенного механизма. Показано, что в неуравновешенном механизме довольно резко меняется угловая скорость ω_i и угловое ускорение ε_i ведущего кривошипа 1, и предложено для улучшения равномерности вращения кривошипа 1 установить добавочный маховик. В работе [3] авторами разработана методика численного моделирования расчета динамических реакций в подшипниках механизма стэнда от действия момента сопротивления M_3 , сил веса G_i , инерционных сил F_{ui} и моментов M_{ui} звеньев

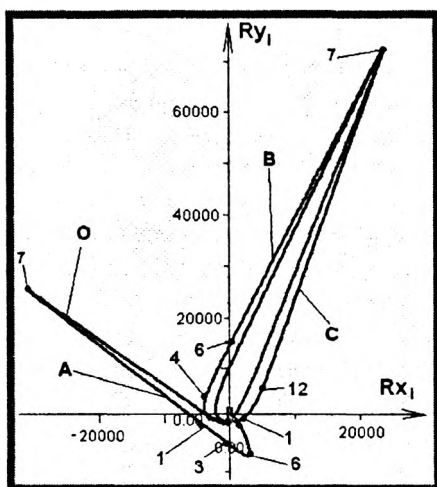


Рисунок 2. Полярные диаграммы нагруженности подшипников неуравновешенного механизма

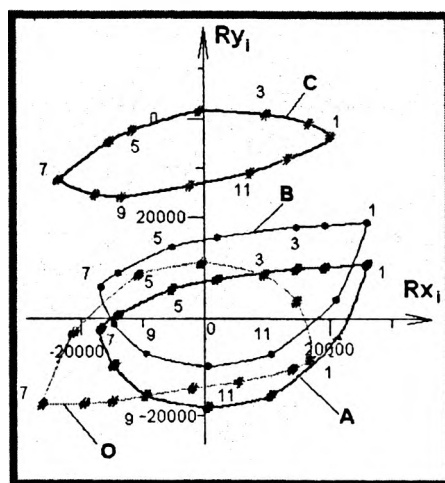


Рисунок 3. Полярные диаграммы нагруженности неуравновешенного механизма с маховиком

Задачей работы является разработка схемы уравновешенного механизма стэнда и анализ нагруженности его подшипников. Полученные полярные диаграммы нагруженности подшипников исходного неуравновешенного механизма (рисунок 2) показывают значительные максимальные реакции R_O, R_A, R_B, R_C в крайнем положении 7, достигающие 71725 Н и резкая вытянутость этих диаграмм по оси 7-го положения. Это приводит при работе к неравномерной нагруженности подшипников и развальцовке их в указанном направлении.

Для улучшения равномерности вращения кривошипа 1 предусматривается закрепление на его валу маховика 5 (рисунок 1). По заданному коэффициенту неравномерности $\delta = 0.02$ методом Мерцалова Н.И. рассчитан необходимый момент инерции маховика $J_M = 108.3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (при $\omega_{1,\varphi} = 31.4 \frac{\pi \dot{\delta}}{\rho}$) по методике работ [2] и [4], а затем по методике работы [3] рассчитаны реакции в подшипниках механизма с маховиком.

Полярные диаграммы нагруженности подшипников для этого варианта показаны на рисунке 3. Как видно, в данном случае кривые диаграмм стали более пологими и близкими к овальным, максимальные реакции уменьшились до 45385 Н , что приводит к более равномерному износу подшипников и повышение их долговечности.

Для дальнейшего уменьшения нагруженности подшипников предлагается провести статическое уравновешивание механизма стэнда, закрепив один противовес 8 массой m_n на продолжении кривошипа 1, а другой противовес 7 массой m_{n3} на основном коромысле 3 (рисунок 1). Массы противовесов m_n рассчитаны по методике литературы [4], заменяя статически массы звеньев m_i замещающими массами m_i' и m_i'' в подшипниках i -го звена по следующим формулам:

$$m_1 = m'_{1,O} + m''_{1,A}, \text{ где } m'_{1,O} = m_1 \cdot \frac{l_{AS_1}}{l_{OA}};$$

$$m_2 = m'_{2,A} + m''_{2,D}, \text{ где } m'_{2,A} = m_2 \cdot \frac{l_{S_2}}{l_{AD}};$$

$$m_3 = m'_{3,B} + m''_{3,C}, \text{ где } m'_{3,B} = m_3 \cdot \frac{l_{BS_3}}{l_{BC}};$$

$$m_{n1} = \frac{(m''_{1,A} + m'_{2,A}) \cdot l_{OA}}{l_{O,S_8}}, \quad m_{n3} = (m_6 + m''_D + 3 \cdot m'_{3,B}) \cdot \frac{l_{CB}}{l_{CS_7}}.$$

При параметрах исходного неуравновешенного механизма:

- размеры: $l_{OA} = 0.0742\mu$; $l_{AB} = 0.739\mu$; $l_{BC} = 0.3165\mu$; $l_{OS_1} = 0\mu$; $l_{AS_2} = 0.3695\mu$;
 $l_{BS_3} = 0.1583\mu$; $l_{CS_7} = 0.3165\mu$; $l_{CS_8} = 0.1\mu$;

- массы: $m_1 = 8.9\text{кг}$; $m_2 = 21.9\text{кг}$; $m_3 = 12.5\text{кг}$; $m_6 = 70.9\text{кг}$;

получены массы противовесов: $m_{n1} = 8.13\text{кг}$; $m_{n3} = 119.35\text{кг}$.

С учетом этих противовесов и ранее рассчитанного маховика по методике работ [2], [3] произведен расчет на компьютере действительных ω_1 и ε_1 кривошипа и реакций R_O, R_A, R_B, R_C в подшипниках. Полярные диаграммы изменения этих реакций показаны на рисунке 4.

Как видно, в этом случае кривые диаграмм стали более плавными и ориентированы к центрам подшипников, максимальная реакция уменьшилась до 33158 Н . Диаграммы подшипников О и А стали близки к окружностям, что обеспечит более равномерную нагрузку этих подшипников по всем направлениям. Диаграммы подшипников В и С более вытянуты по горизонтальной оси X, поэтому для улучшения равномерности нагруженности этих подшипников следует провести добавочную оптимизацию параметров противовеса 7 на коромысле 3 (массы m_{n3} , расстояния l_{CS_7} , угла α_3).

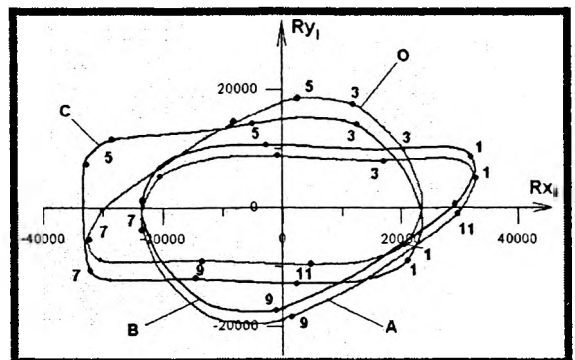


Рисунок 4. Полярные диаграммы нагруженности подшипников уравновешенного механизма (с маховиком)

ЛИТЕРАТУРА

1. Стенд для испытания гусениц. Инструкция по эксплуатации. / Под ред. Ч.И. Ждановича: - БНТУ, 2005.
2. Гарах В.А., Астахов Э.И. Динамический анализ движения рычажного механизма стенда для испытания гусениц // Теоретическая и прикладная механика. – 2007. – Вып.22, с. 241-246.
3. Гарах В.А., Астахов Э.И. Динамический анализ нагруженности подшипников рычажного механизма стенда для испытания гусениц // Машиностроение. Республ. межведомств. сб. научных трудов. – 2007. – Вып.23, с. 307-311.
4. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов / К.В. Фролов, А.К. Мусатов и др.: Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987 – 496с.