

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Л.Н. ГУМИЛЕВ АТЫНДАҒЫ ЕУРАЗИЯ ҰЛТТЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ



**Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетінің 20 жылдығы
және механика-математика факультеті
«Механика» кафедрасының құрылғанына 10 жыл толуы аясында өтетін
«МЕХАНИКА ЖӘНЕ МАТЕМАТИКАНЫҢ ӨЗЕКТІ МӘСЕЛЕЛЕРІ» атты
Республикалық ғылыми-әдістемелік конференциясы**

БАЯНДАМАЛАР ЖИНАҒЫ

СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ

**Республиканской научно-методической конференции
«АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ И МАТЕМАТИКИ»,
посвященной 20-летию Евразийского национального университета
им. Л.Н. Гумилева и 10-летию основания кафедры «Механика»
механико-математического факультета
Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилева**

2016 жыл 14-15 қазан

Астана

Решение уравнений (15) запишется в следующем виде:

$$x_{\delta} = x_{10} \cos k_{\delta} t, \quad (16)$$

Здесь x_{10} определяется из расчетной энергии ударного устройства Π_{max}

$$x_{10} = \sqrt{\frac{2\Pi_{max}}{c_1}}$$

Скорость бойка

$$\dot{x}_{\delta} = -\sqrt{\frac{2\Pi_{max}}{c_1}} k_{\delta} \sin k_{\delta} t, \quad (17)$$

Энергия бойка при неподвижном корпусе:

$$T_1^* = \Pi_{max} (\sin k_{\delta} t)^2, \quad (18)$$

Энергия бойка при подвижном корпусе:

$$T_1 = \Pi_{max} \left[\frac{(1-\eta_1^2)\eta_2 \sin(\eta_2 k_{\delta} t) - (1-\eta_2^2)\eta_1 \sin(\eta_1 k_{\delta} t)}{\eta_1^2 - \eta_2^2} \right]^2, \quad (19)$$

Введем коэффициент ε , характеризующий влияния подвижности корпуса на кинетическую энергию бойка

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_1^*} = \left[\frac{(1-\eta_1^2)\eta_2 \sin(\eta_2 k_{\delta} t) - (1-\eta_2^2)\eta_1 \sin(\eta_1 k_{\delta} t)}{(\eta_1^2 - \eta_2^2) \sin k_{\delta} t} \right]^2, \quad (20)$$

Максимальная величина коэффициента $\varepsilon = 1$ и это возможно в случае отсутствие движение корпуса. Поэтому нетрудно заметить, что

$$\frac{(1-\eta_1^2)\eta_2 \sin(\eta_2 k_{\delta} t) - (1-\eta_2^2)\eta_1 \sin(\eta_1 k_{\delta} t)}{(\eta_1^2 - \eta_2^2) \sin k_{\delta} t} \leq 1$$

Подвижность корпуса непосредственно связано податливостью манипулятора, на котором навешано ударное устройство, поэтому ε является показателем оценки фактической кинетической энергии к расчетной. В связи с этим коэффициент ε рекомендуется принимать как одной из критериев для оценки параметров манипулятора (навески).

Список использованных источников

1. А. А. Яблонский, С.С. Норейко Курс теории колебаний. Издательство «Высшая школа», 1966.

УДК 621.01

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННИХ УСИЛИЙ В ЗВЕНЬЯХ МЕХАНИЗМОВ ВЫСОКОГО КЛАССА СО СТАТИЧЕСКОЙ ОПРЕДЕЛИМОЙ СТРУКТУРОЙ

Утенова К.М. Утенов М.У., Жилкибаева С.К.,

uti53@mail.ru

КазНУ им. аль-Фараби, Алматы, Казахстан

Рост производительности общественного труда непосредственно связан с развитием науки и техники, с созданием новых конструкций, многофункциональных машин, манипуляторов, промышленных роботов, машин и механизмов, обеспечивающих необходимые и надежные условия их работы. Современные высокоточные и

высокопроизводительные конструкции работающие, в сложных температурно-временных эксплуатационных условиях требуют выявления возможных отказов в целом или отдельных ее узлов еще на стадии проектирования.

В данной статье разработан новый аналитический подход решения задач динамического расчета на прочность и жесткость робототехнических систем и механизмов. В работе исследовано напряженное деформируемое состояние звеньев подвижных стержневых систем, которые зависят от положения (от кинематических параметров звеньев) звеньев, поэтому рассмотрено напряженно-деформируемое состояние звеньев за полный цикл работы исследуемых систем. В связи с этим разработана кинематика исследуемых механизмов и манипуляторов, где использованы аналитические векторные методы кинематического анализа рычажных механизмов, а также для манипуляторов метод Денавита-Хартенберга, в котором выбираются специальные системы координат и используются однородные матрицы для определения кинематических характеристик.

Во время движения стержневых механизмов в его звеньях появляются распределенные инерционные силы сложного характера. При возникновении таких нагрузок появляется ряд проблем, например: проблемы разрушения, обусловленные большими силами инерций; упругие деформации механизма могут быть значительными, что может вывести механизм из строя. Поэтому необходимо установить закономерности распределения поперечных и продольных инерционных сил и с собственного веса вдоль звеньев с постоянными сечениями. В данной работе впервые определяются связи между интенсивностями инерционных распределенных сил и собственного веса с геометрическими, физическими и кинематическими характеристиками звеньев [1]. Законы распределения инерционных сил и собственного веса, зависящие от кинематических характеристик звеньев, позволяют в каждом положении звеньев вывести законы распределения внутренних усилий по оси звена, по которым находятся напряжения в любой точке звена. Их максимальные значения позволяют оптимизировать конструктивные параметры звена, обеспечивающие прочность и жесткость звеньев и в целом робототехнических систем и механизма.

Матрицы аппроксимации усилий составлены на основании найденных законов распределения инерционных сил и собственного веса, зависящие от кинематических характеристик звеньев, которые позволяют определять законы распределения внутренних усилий вдоль оси элемента [2]. Для этого записываются выражения усилий в виде полинома с постоянными коэффициентами. В зависимости от количества коэффициентов полинома определяется количество расчетных сечений. Поэтому впервые определены матрицы аппроксимации усилий элемента с постоянными сечениями, находящегося под действием поперечных и продольных распределенных нагрузок с интенсивностью соответственно трапецеидального вида, определяющие зависимости между вектором усилий в любом сечении элемента и вектором усилий в расчетных сечениях.

Для упругого расчета на основе принципа Даламбера, механизм приводится к конструкции, степень подвижности которой равна нулю. Для определения внутренних усилий в звеньях (в элементах) расчетной схемы механизма, конструкция делится на элементы и узлы. Элементами могут быть звено или часть звена, а узлами - шарниры, соединяющие смежные звенья и сечения, где приложены сосредоточенные внешние силы. Построена дискретная модель механизма [3]. Получено необходимое количество независимых уравнений равновесия для построенных дискретных моделей трех типов балок. При нагружении этих балок, распределенной трапецеидальной нагрузкой, количество

независимых динамических уравнений равновесия – четыре, а также получены уравнения равновесия дискретной модели элементов, где установлены связи между компонентами вектора усилий в расчетных сечениях и геометрическими, физическими и кинематическими характеристиками элемента при его плоскопараллельном движении. Узлы могут быть шарнирными и жесткими. Если в узлах все стержни соединены между собой шарнирно, то такие узлы назовем шарнирными, и уравнений равновесия для таких узлов будет два. Если в узле соединены хотя бы два стержня жестко (сюда относятся сечения, где приложены сосредоточенные внешние силы), то такие узлы назовем жесткими, и для таких узлов число уравнений равновесия будет равно трем. Получены уравнения равновесия шарнирных и жестких узлов при нагружениях элемента трапецеидальными распределенными нагрузками. Установлены связи между компонентами вектора усилий в расчетных сечениях смежных элементов и внешними сосредоточенными нагрузками, приложенными к этому узлу. Построена матрица динамических уравнений равновесия, которая состоит из уравнений равновесия элементов, узлов, а также построен силовой вектор элемента.

Объединив уравнения равновесия элементов и узлов в одну систему, получим уравнения равновесия для всей дискретной модели механизма. Их можно записать в общем виде

$$[A]\{S\} = \{F\}. \quad (1)$$

Такие системы уравнений достаточны для определения внутренних усилий в звеньях механизмов, структура которых содержит статически определимые группы Ассура.

Матрица уравнений равновесия $[A]$ для дискретной модели механизмов состоит из матриц уравнений равновесия отдельных их элементов, а также из уравнения равновесия их узлов. Матрица уравнений равновесия $[A]$ дискретных моделей механизмов выглядит следующим образом [4,5]:

$$[A] = \begin{bmatrix} [A_1] & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & [A_2] & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & [A_n] \\ \text{Уравн. равновесия узлов} \end{bmatrix},$$

силовой вектор и вектор усилий в расчетных сечениях для дискретных моделей механизмов формируются от силовых векторов и векторов усилий в расчетных сечениях отдельных их элементов. Эти вектора в векторной форме соответственно имеют следующие виды:

$$\{F\} = \{\{F_1\}, \{F_2\}, \dots, \{F_9\}\}^T; \{S\} = \{\{S_1\}, \{S_2\}, \dots, \{S_9\}\}^T.$$

Решая систему (1) получаем вектор $\{S\}$, т.е. значения внутренних усилий в расчетных сечениях звеньев.

Разработаны программы в системе Maple, позволяющие определять распределенные инерционные силы, внутренние усилия в звеньях и создавать анимации движения механизма,

в которых на звеньях строятся изменяющиеся эпюры распределенных инерционных сил и внутренних усилий в зависимости от кинематических параметров механизма. Результаты полученных инерционных сил и внутренних усилий для некоторых положений механизма показаны на рисунках 1-5.

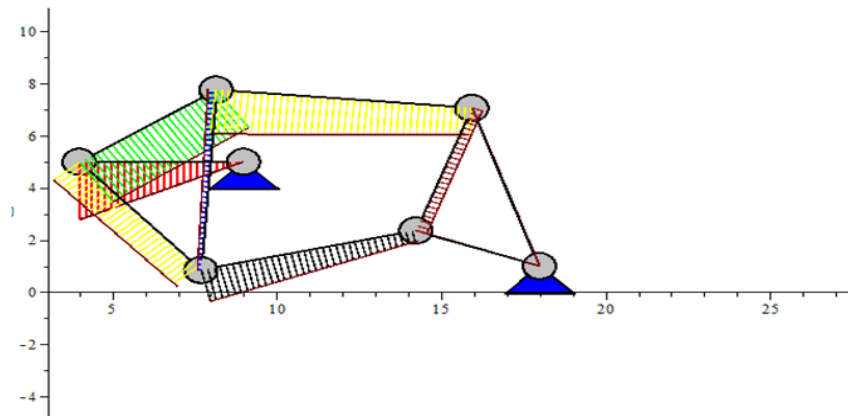


Рисунок 1– Эпюры продольных распределенных инерционных сил, возникающих от собственных масс звеньев исследуемого механизма

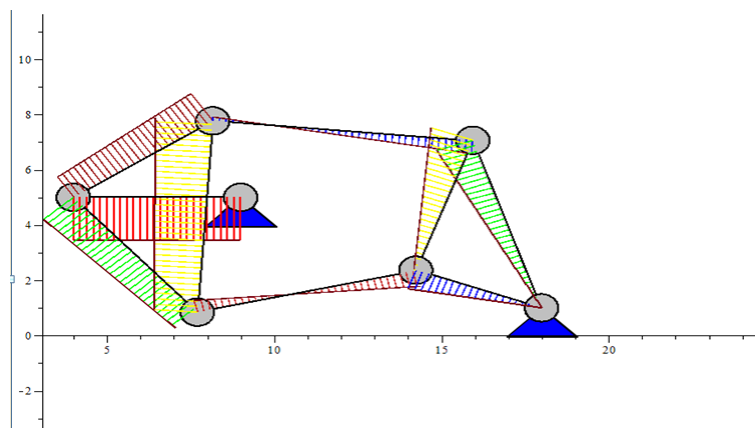


Рисунок 2 – Эпюры поперечных распределенных инерционных сил, возникающих от собственных масс звеньев исследуемого механизма

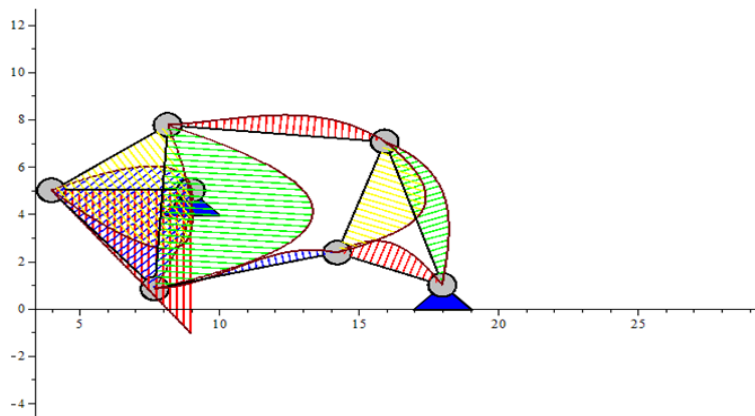


Рисунок 3 – Эпюры изгибающих моментов для механизма со статической определимой структурой, возникающих от инерционных распределенных нагрузок,

действующих на звенья механизма

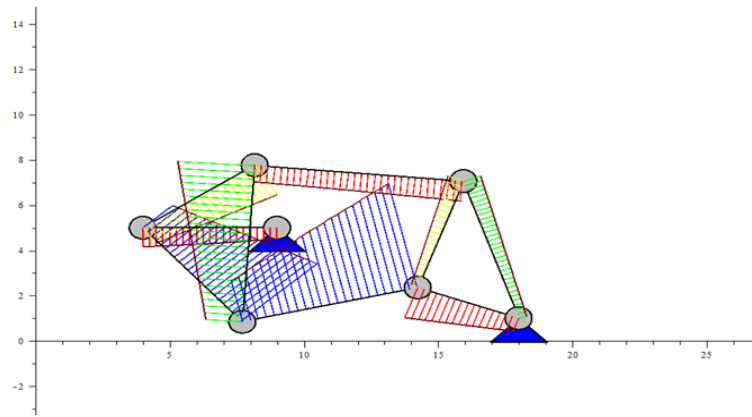


Рисунок 4 – Эпюра продольных сил для механизма со статической определимой структурой, возникающих от инерционных распределенных нагрузок, действующих на звенья механизма

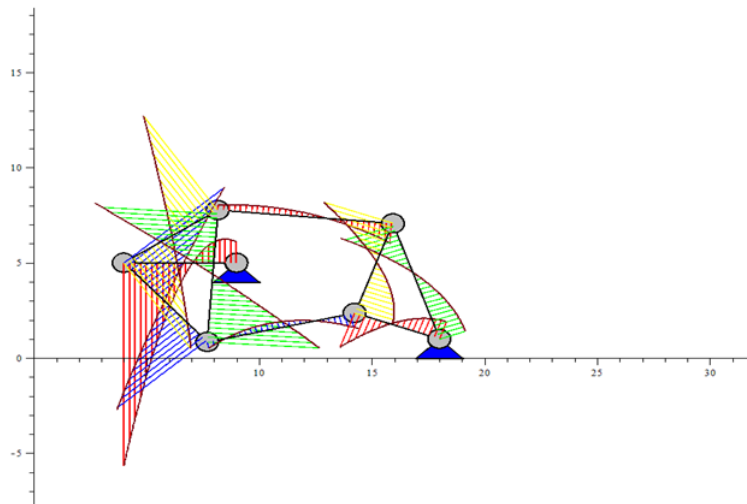


Рисунок 5 – Эпюра поперечных сил для механизма со статической определимой структурой, возникающих от инерционных распределенных нагрузок, действующих на звенья механизма

Список использованных источников

1. Утенов М.У. Исследования сил, возникающих от собственных масс звеньев с постоянными и переменными сечениями при их плоскопараллельном движении: материалы первой международной научно-практической конференции. Транспорт Евразии: взгляд XXI век. 18-19 октября 2000г. -Т.2., Алматы: Издательство «БАСТАУ». - 2000.-С.30-34.
2. Утенов М.У. Матрица аппроксимации усилий элемента, подверженного действию распределенной нагрузки с интенсивностью параболического типа: материалы первой международной научно-практической конференции. Транспорт Евразии: взгляд XXI век. 18-19 октября 2000г. -Т.2., Алматы: Издательство «БАСТАУ». - 2000.-С.55-58.
3. Утенов М.У. Построения дискретных моделей плоских стержневых механизмов при упругом расчете //ВЕСТНИК Казахской Академии Транспорта и Коммуникаций.-2001.-№6 [12].-С.61-64.

4. Утенов М.У. Уравнения равновесия звена при плоскопараллельном движении. //ВЕСТНИК Казахской Академии Транспорта и Коммуникаций. -2002.-№2 [14].-С.28-33.
5. Computational Method of Determination of Internal Efforts in Links of Mechanisms and Robot Manipulators with Statically Definable Structures Considering the Distributed Dynamically Loadings. ECCOMAS Congress 2016. The 7th European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering. 5-10 June 2016, Crete, Greece.

УДК 539.3

О КРИТЕРИИ ПЛАСТИЧНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ТОЛСТОСТЕННЫХ ТРУБ

Чыныбаев М.К., Рычков Б.А., Резин П.М.

chynubaev@gmail.com

Кыргызский государственный технический университет им. И.Раззакова

Бишкек, Кыргызская Республика

В данной работе рассмотрена задача Ламе о напряженном состоянии толстостенной трубы, подвергнутой внутреннему давлению. Это задача возникает, в частности, при автофретировании труб. При сопоставлении теоретических и экспериментальных исследований в указанном направлении установлено следующее. Классическое решение Ламе в случае наличия в трубе зоны пластической деформации материала не соответствует в достаточной мере эксперименту. По теории зоны упругости и пластичности в поперечном сечении трубы разделены концентрической окружностью. Радиус этой окружности и возникающие напряжения зависят от принимаемого условия текучести. При определенном соотношении между пределами текучести при растяжении и чистом сдвиге критерии текучести Губера –Мизеса и Треска-Сен-Венана совпадают. В действительности область пластической деформации и величины напряжений на ее границе заметно зависят от характера деформационного упрочнения конструкционных пластичных материалов, которые не подчиняются указанным критериям текучести. В качестве первого приближения к решению сформулированной задачи обычно рассматривается несжимаемый материал в условиях идеальной пластичности. Ниже излагается такое решение с корректировкой условия текучести.

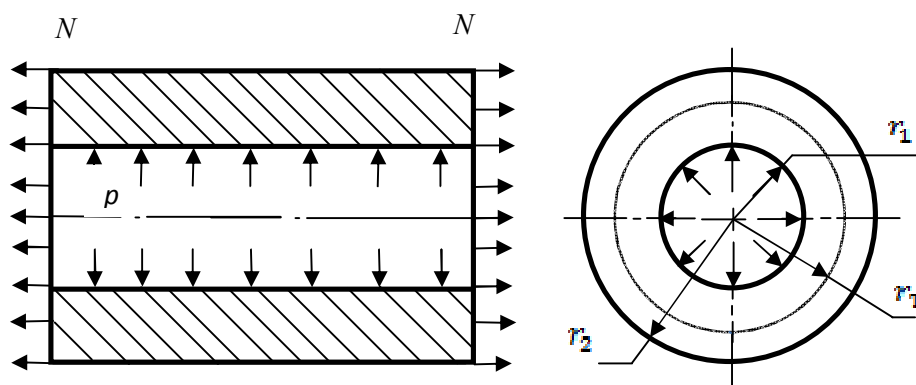


Рисунок 1 – Схема нагружения толстостенной трубы.

	Джайчибеков Н.Ж. Ауеспаева Ж.Ж.	РАСЧЕТ ДВУХФАЗНОГО СТРАТИФИЦИРОВАННОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В НАКЛОННЫХ ТРУБАХ.....	69
18.	Матвеев С.К. Джайчибеков Н.Ж. Шишов Р.А.	РАСЧЕТ ДВУХФАЗНОГО СТРАТИФИЦИРОВАННОГО ЛАМИНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ В НАКЛОННЫХ ТРУБАХ.....	71
19.	Мухамбеталина Д.Ж. Исенова Ж.Ж. Дузбай А.	ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ АЛГОРИТМА СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ “ЗЕМЛЯНОЕ ПОЛОТНО - ОСНОВАНИЕ”.....	75
20.	Нураков С. Калиев А.Б.	АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТРЕЛЫ РОТОРНОГО ЭКСКАВАТОРА ПО КРИТЕРИЮ ПРОЧНОСТИ.....	78
21.	Санкибаев Т.Е. Суюндиков А.А.	ЖАЗЫҚТЫҚТА ЖАТҚАН СЕРІПPEЛЕР ЖҮЙЕСІНІҢ МАТЕРИАЛЫҚ НҮКТЕГЕ ӘСЕРІ.....	80
22.	Сейдахмет А.Ж. Бекбаганбетов А.Р., Даутова И.А.	ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБРАТНОЙ КИНЕМАТИКИ И СИСТЕМЫ МАТЛАВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ РЫЧАЖНОЙ ПЛАТФОРМОЙ СТЮАРТА.....	84
23.	Темирбеков Е.С. Баймуханов С.К. Джунисбеков С.	ПОДБОР ОПТИМАЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПОДМОСТЕЙ.....	88
24.	Торехан Б.Н.	УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ВИБРАЦИОННО-ПОСТУПАТЕЛЬНОЕ.....	93
25.	Калиев А.Б. Тутанов К.К.	АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА МАЛОГО ТИПА ПО КРИТЕРИЮ ПРОЧНОСТИ.....	96
26.	Туякбаев Ш.Т. Кульмагамбетова Д.Т.	ВЛИЯНИЕ ПОДВИЖНОСТИ КОРПУСА НА КИНЕТИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ БОЙКА.....	99
27.	Утенова К.М. Утенов М.У., Жилкибаева С.К.	АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННИХ УСИЛИЙ В ЗВЕНЬЯХ МЕХАНИЗМОВ ВЫСОКОГО КЛАССА СО СТАТИЧЕСКОЙ ОПРЕДЕЛИМОЙ СТРУКТУРОЙ.....	104
28.	Чыныбаев М.К., Рычков Б.А., Резин П.М.	О КРИТЕРИИ ПЛАСТИЧНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ТОЛСТОСТЕННЫХ ТРУБ.....	109
29.	Шеръязданов Г.Б. Юничева Р.Р.	ЛАМИНАРНОЕ СМЕШЕНИЕ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ С ЗАРЯЖЕННЫМИ ТВЕРДЫМИ ЧАСТИЦАМИ В ПРОДОЛЬНОМ ЭЛЕКТРИЧЕСКОМ ПОЛЕ.....	113

СЕКЦИЯ 2. МАТЕМАТИКА

30.	Ахметкалиева Р.Д., Ескабылова Ж.Б.	НҮҚСАНДЫ ЕКІНШІ РЕТТІ СЫЗЫҚТЫ ЕМЕС ДИФФЕРЕНЦИАЛДЫҚ ТЕНДЕУДІҢ ГИЛЬБЕРТ КЕҢІСТІГІНДЕ ШЕШІЛІМДІЛІГІ.....	117
31.	Ахажанов Т. Б. Танин Ә.	ФУРЬЕ-ХААР КОЭФФИЦИЕНТТЕРІ ЖӘНЕ ВАРИАЦИЯЛЫҚ ҮЗІЛІССІЗДІК МОДУЛІ.....	122
32.	Бокаев Н.А., Матин Д.Т., Сейдашев М.Р.	ОБ УСЛОВИЯХ КОМПАКТНОСТИ ОПЕРАТОРА ГИЛЬБЕРТА В ЛОКАЛЬНЫХ ПРОСТРАНСТВАХ ТИПА МОРРИ.....	126
33.	Есмаханова Қ.Р., Тунгушбаева Д.И.,		