

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Журнал издается с 1947 г.
Выходит 6 раз в год на русском языке

Խ Ր Ե Ա Գ Ր Ա Կ Ա Ն Կ Ո Ւ Ե Գ Ի Ա

Կառյան Բ. Վ. (պատ. խմբագիր), Աղունգ Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Ալեքսանեկի Վ. Վ., Ախոնյան Ա. Կ., Զաղոյան Բ. Ա., Հակոբյան Բ. Ե.,
Սարգսյան Յու. Լ., Ստանյան Բ. Գ., Տեր-Ազարե Ի. Ա.,
Փլինայան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Պատասխանատու քարտուղար Ստեփանյան Զ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Кисьян М. В. (ответ. редактор), Алоян Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Анания А. К., Акопян Р. Е., Завоян М. А.,
Никанджян В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян Ю. Л.,
Стакян М. Г., Тер-Азарян И. А.,
Ответственный секретарь Степанян З. А.

Г. Т. АДОНИ

ЗАДАЧИ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК В СВЕТЕ РЕШЕНИЙ XXVI СЪЕЗДА КПСС

Основные проблемы, стоящие перед научно-исследовательскими организациями, занимающимися фундаментальными и прикладными задачами для развития технических наук в XI пятилетке, сформулированы в решениях XXVI съезда КПСС. В Армянской ССР фундаментальные исследования для развития технических наук ведутся, в основном, в ряде институтов АН республики. Исследования, связанные с развитием технических наук, ведутся в вузах, отраслевых институтах, филиалах Всесоюзных НИИ, лабораториях и СКБ, размещенных в республике.

Из задач, предстоящих выполнению в институтах АН Арм.ССР в XI пятилетке для развития технических наук в свете решений XXVI съезда КПСС, необходимо отметить следующие.

В Институте радиофизики и электроники (ИРФЭ) предстоит:

- а) разработать высокочувствительную радиоприемную аппаратуру для радиоастрономических исследований;
- б) создать эффективные квантовые усилители и генераторы миллиметрового и субмиллиметрового диапазонов;
- в) исследовать возможности реализации высокотемпературной сверхпроводимости;
- г) исследовать возможности использования полупроводниковых фотоприемников для преобразования солнечной энергии;
- д) разработать более точные и надежные узлы для систем автоматического управления объектами.

Основные задачи Института физических исследований (ИФИ) в XI пятилетке сводятся к следующему:

- а) разработке новых и усовершенствованию существующих активных и нелинейных монокристаллов для квантовой электроники;
- б) разработке аппаратуры для выращивания монокристаллов;
- в) разработке твердотельных генераторов оптического и ближнего инфракрасного диапазонов;
- г) разработке измерителей временных характеристик пикосекундных генераторов.

Новыми задачами Института механики (ИМ) в XI пятилетке являются:

- а) создание систем автоматизированного проектирования сложных конструкций (совместно с ВЦ АН Арм.ССР);

б) разработка технологии получения композиционных материалов с заданными физико-механическими характеристиками;

в) разработка методов проектирования и создание промышленных роботов (манипуляторов);

г) разработка новых математических методов для решения задач механики сплошной среды.

Перед научно-исследовательскими организациями различных отраслей народного хозяйства стоят следующие задачи.

Энергетика:

а) разработка топливно-энергетического баланса республики, в частности, потребности республики в электроэнергии по годам не только XI пятилетки, но и до 2000 г.;

б) обоснование расширения существующей атомной электростанции на мощности, потребные для народного хозяйства до 2000 г.;

в) проектирование строительства ГАЭС мощностью до 1 млн. кВт для выравнивания суточных графиков нагрузок энергосистемы;

г) обоснование строительства межсистемной линии электропередачи Акстафа—Атарбекян напряжением 500 кВ;

д) определение схемы и порядка теплофикации городов (Ереван, Ленинакан, Кировакан и др.);

е) разработка предложений по использованию вторичных энергоресурсов различных промпредприятий;

ж) исследования предельных перетоков мощности и энергии по отдельным линиям электропередач;

з) оптимизация режимов энергосистемы с учетом ряда ограничений, налагаемых на параметры режимов;

и) исследования, связанные с использованием возобновляемых источников энергии, в частности, строительства Гео ТЭС и применения преобразователей солнечной энергии в электрическую;

к) использование солнечной энергии для отопления, конденсирования квартир.

Водные проблемы:

а) разработка мероприятий по борьбе с фильтрацией вод в условиях республики;

б) разработка схемы использования вод создаваемых водохранилищ для нужд сельского хозяйства;

в) развитие схем использования подземных и родниковых вод для нужд городов и сельского хозяйства;

г) моделирование процессов работы вертикального дренажа для гидрогеологических условий Арагатской долины с учетом напорного питания грунтовых вод;

д) использование вычислительной техники для расчета режимов водохранилищ и каналов;

е) разработка устройств регулирования уровня воды и подоплачки;

ж) разработка мер по рациональному использованию вод оз. Севан.

Математическое машиностроение:

- а) разработка элементной базы для создания новых и совершенствования имеющихся средств вычислительной техники;
- б) создание вычислительных центров коллективного пользования;
- в) повышение эффективности автоматизированных систем управления, создаваемых в различных отраслях народного хозяйства;
- г) повышение надежности каналов, связывающих информационно-вычислительные центры с объектами управления;
- д) широкое применение вычислительной техники в решении задач оптимального проектирования управления технологическими процессами и системами.

Машиностроение:

- а) оптимизация режимов обработки деталей на различных установках;
- б) исследования параметров режущего инструмента в условиях высоких температур и давлений;
- в) исследования контактной прочности новых сталей, применяемых в деталях машин;
- г) создание математических моделей различных процессов, применяемых в машиностроении;
- д) разработка алгоритмов создания промышленных роботов (манипуляторов);
- е) применение новых методов в комплексной механизации и машиностроении;
- ж) разработка теории долговечности и надежности деталей машин;
- з) создание новых принципов и типов станков;
- и) развитие работ по созданию научного приборостроения в республике.

Электротехника:

- а) разработка теоретических и экспериментальных основ создания новых типов электрических машин для различных отраслей народного хозяйства;
- б) автоматизация расчетов и проектирования новых электрических машин;
- в) создание многоэмиттерных транзисторов;
- г) разработка новых типов конденсаторов, кабелей, изоляторов и других элементов электротехнического оборудования;
- д) создание новых разрядников для устройства дальней электропередачи;
- е) разработка вычислительных средств автоматического определения параметров электрических машин;

- ж) широкое применение методов оптимизации при разработке новых электрических машин и оборудования;
- з) разработка новых принципов для создания преобразователей энергии

Строительство:

- а) разработка принципов и схем рационального использования туфов, перлитов, базальтов, пемз, вулканических шлаков республики;
- б) исследование методов использования легких бетонов в надземном строительстве;
- в) исследование свойств железобетонных конструкций, применяемых в условиях республики;
- г) исследования моделей и сейсмостойкости конструкций;
- д) развитие методов обработки туфов, камней и других материалов;
- е) исследования геологических и сейсмических характеристик горных пород;
- ж) разработка методов использования «хвостов» горной металлургии;
- з) исследования сейсмостойкости фундаментов, оснований и подземных сооружений;
- и) применение вычислительной техники и оптимизационных методов и решении различных задач создания элементов конструкций для строительства.

Автоматика и приборостроение:

- а) создание новых схем автоматического управления технологическими процессами предприятий в республике;
- б) обеспечение надежности и быстродействия АСУТП;
- в) разработка новых принципов создания приборов, используемых в автоматике;
- г) разработка новых схем преобразователей аналоговой и дискретной информации;
- д) применение новых оптимизационных методов при создании различных устройств автоматики и управления процессами;
- е) разработка новых элементов для создания устройств автоматики;
- ж) исследования по обеспечению надежного функционирования средств вычислительной техники в качестве элементов и звеньев в цепи обратной связи автоматического управления процессами;
- з) разработка новых схем и принципов регистрации параметров режимов управляемых объектов.

Здесь не перечислены задачи в области радиофизики, электроники и других областях техники.

Важно отметить необходимость ускорения передачи в СКБ, отраслевые лаборатории и институты результатов законченных исследований, проводимых в институтах АН республики. Использование результатов фундаментальных исследований позволит резко повысить уровень работ отраслевых научно-исследовательских организаций.

Задачи, сформулированные XXVI съездом КПСС и поставленные перед научными организациями, должны быть выполнены всеми научно-исследовательскими учреждениями.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

С. Ш. ШАХНАРОНЯН

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА АППРОКСИМАЦИОННОГО
СИНТЕЗА ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ «АПСИН»

Эффективное использование кинематических возможностей рычажных механизмов возможно лишь при наличии методов машинного проектирования, которые позволят проектировщику, минуя трудный процесс чтения специальной литературы, по заданным условиям движения и ограничениям динамического и конструктивного характера определить оптимальную структуру и параметры механизма.

Сравнительно недавно появились первые автоматизированные системы анализа и синтеза механизмов «МЕОР», «КОГЕОР», «ІМР» [1—3], основанные на использовании известных методов анализа и оптимизационных процедурах синтеза механизмов, и диалоговая система кинематического синтеза «KINSYN» [1], использующая методы теории Бурместера в сочетании с возможностями машинной графики.

В настоящей работе представлено краткое описание автоматизированной системы аппроксимационного (приближенного) синтеза плоских механизмов «АПСИН», разработанной на основе положений аппроксимационной кинематической геометрии [5—6]. «АПСИН» составлена на алгоритмическом языке «Фортран-IV».

Алгоритм формирования механизмов-генераторов заданного закона плоскопараллельного движения, лежащий в основе «АПСИН». Основная задача, решаемая с помощью «АПСИН», формулируется следующим образом. Задано плоскопараллельное движение тела e посредством таблицы N значений функций $X_e(t)$, $Y_e(t)$, $\theta(t)$, определяющих дискретные положения жестко связанной с e системы oxy в системе OXY , жестко связанной с неподвижным телом E (рис. 1); требуется спроектировать механизм, приближенно воспроизводящий заданное движение (положения).

В основу системы заложен следующий алгоритм формирования одноподвижных механизмов-генераторов заданного плоскопараллельного движения: определяются точки и прямые плоскости e , которые в N заданных положениях наиболее близко проходят от окружности, прямой и точки, и далее вводятся связи, принуждающие найденные точки

и прямые движущегося тела перемещаться по соответствующим им приближающим кривым.

В соответствии с вышеприведенным алгоритмом в систему «АПСИН» введены процедуры синтеза звеньев типа ВВ, ВП и ПВ. Кроме того, для расширения спектра задач синтеза плоских механизмов, решаемых с помощью «АПСИН», введены процедуры синтеза двухзвенных разомкнутых цепей с вращательными и поступательными парами.

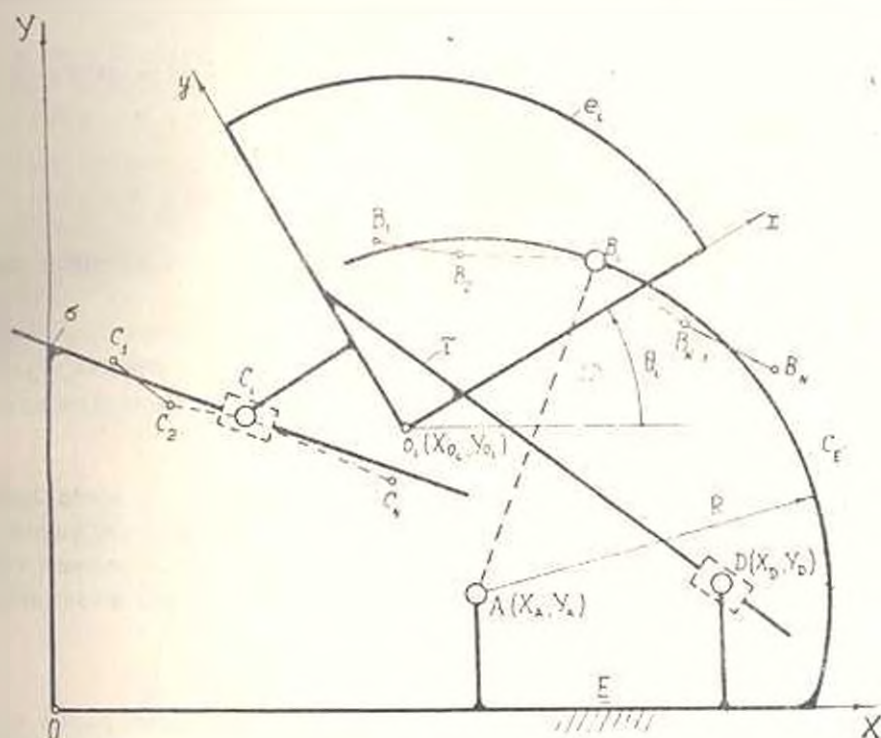


Рис. 1.

Различными сочетаниями указанных двухэлементных звеньев, которые к тому же могут иметь разные размеры, система формирует ряд четырехзвенных механизмов, реализующих условия движения с различной степенью приближения. Подключение двухпроводковых групп позволяет решать задачи синтеза многозвенных механизмов, а также направляющих четырехзвенников с заданным движением чертящей точки.

Синтез звена типа ВВ. В терминах аппроксимационной кинематической геометрии эту задачу можно сформулировать следующим образом: определить пару $B(x_B, y_B) \in e$ и $A(x_A, y_A) \in E$, расстояния между которыми при заданных N положениях движущейся системы насколько возможно мало отличаются от некоторой постоянной R , также подлежащей определению (рис. 1).

В качестве меры отклонения примем выражение взвешенной разности

$$\Delta_{ji} = |\overline{AB}_i|^2 - R^2 = -2 \left(X_{B_i} X_A + Y_{B_i} Y_A + H - \frac{1}{2} R_{B_i}^2 \right)$$

$$(i = 1, 2, \dots, N).$$

где $H = \frac{1}{2} (R^2 - X_A^2 - Y_A^2)$, R_{B_i} — радиус-вектор точки B_i , а X_{B_i} и Y_{B_i} — координаты i -го положения точки $B(x_B, y_B)$ в неподвижной системе.

Приближенные круговые точки плоскости e определяются из условий минимума суммы квадратов N значений Δ_{ji} :

$$S = \sum_{i=1}^N \Delta_{ji}^2.$$

В дальнейшем эти точки нами будут названы круговыми квадратичными.

Во избежание решения нелинейной системы, вытекающей из условий стационарности суммы S — функции пяти переменных x_B, y_B, X_A, Y_A, R , воспользуемся описанной в [6] итерационной процедурой поиска минимума (подпрограмма РККТ).

Синтез звена типа ВП При синтезе двухэлементного звена данной структуры (подпрограмма РРТ) мы сталкиваемся с задачей определения точек плоскости e с N приближенно-коллинеарными положениями. В качестве минимизируемой функции отклонения примем выражение

$$\Delta_{ji} = aX_{e_i} + bY_{e_i} + c \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (1)$$

где a, b, c — коэффициенты уравнения приближающей прямой a неподвижной плоскости (рис. 1). Возникающая задача нормализации (оптимальный выбор одного из условий — $|a| = 1, |b| = 1, |c| = 1$) ведет к трем возможным формам приближающей функции. В случае первой «нормализации» ($a = -1$) выражение (1) получит следующий вид:

$$\Delta_{ji} = p_1 \cos \varphi_i + p_2 \sin \varphi_i + p_3 Y_{e_i} + p_4 - X_{e_i},$$

где

$$p_1 = by_e - x_e; \quad p_2 = bx_e - y_e; \quad p_3 = b; \quad p_4 = c.$$

Значения p_i ($i = 1, 2, 3, 4$), определяемые из линейной системы четырех уравнений, полученных из условий минимума суммы S , позволяют найти искомые величины x_e, y_e, b и c , определяющие «прямолинейную» точку и ассоциированную приближающую прямую a .

В системе «АКЭИИ» предусмотрено также решение данной задачи по методу чебышевского приближения. Интерпретируем каждый набор чисел p_i ($i = 1, 2, 3, 4$) как четверки координат точки

$P(p_1, p_2, p_3, p_4)$ евклидова четырехмерного пространства E_4 , приходим к задаче отыскания чебышевской точки $P^* (p_1^*, p_2^*, p_3^*, p_4^*)$, для которой

$$\max_{1 \leq i \leq N} |\Delta_{qi}(P^*)| = \inf_{(P)} \max_{1 \leq i \leq N} |\Delta_{qi}(P)| = L.$$

Это в свою очередь приводит к решению присоединенной задачи чебышевского приближения, реализованного с помощью симплекс-метода.

Синтез звена типа IIВ. Эта процедура (подпрограмма РРР) выполняется определением прямой π движущейся плоскости π , которая в N заданных положениях π наименее удалена от некоторой неподвижной точки $D(X_D, Y_D)$ (рис. 1). Переходя от уравнения прямой π в системе π к N уравнениям ее рассматриваемых положений в неподвижной системе E , приходим к задаче линейного приближения, аналогичной вышеприведенной.

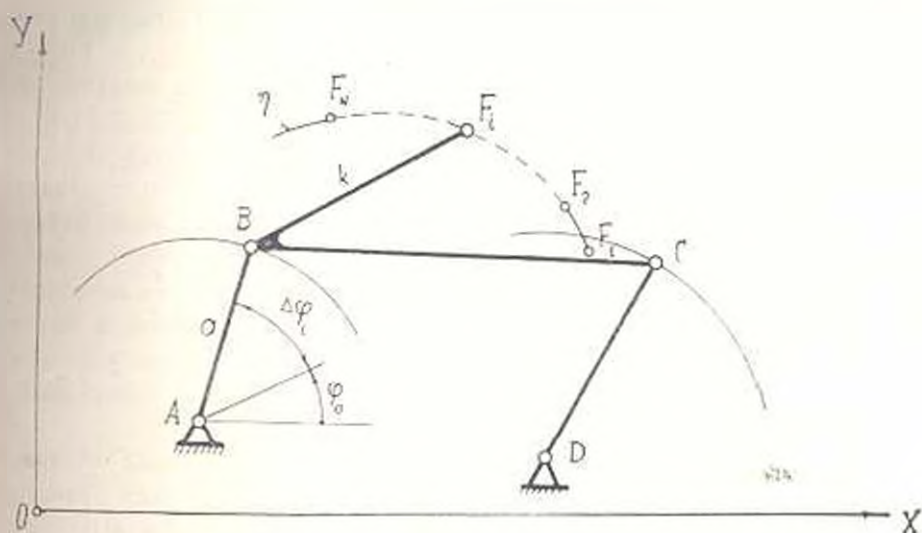


Рис. 2.

Синтез диад. Данную процедуру рассмотрим на примере синтеза диады ABF (рис. 2). Пусть входными параметрами являются N положений $F_i (i = 1, 2, \dots, N)$ концевой точки $F(X_i, Y_i)$ звена BF и соответствующие углы $\Delta\varphi_i (i = 1, 2, \dots, N)$, определяющие заданный закон вращения звена AB .

В качестве минимизируемой функции принято выражение

$$\Delta_{qi} = |B_i F_i|^2 - k^2 = (X_{B_i} - X_{F_i})^2 + (Y_{B_i} - Y_{F_i})^2 - k^2 \quad (2)$$

$$(i = 1, 2, \dots, N),$$

соответствующее условию постоянства расстояния между точками B и F в N заданных положениях. Функции (2) зависят от искомых па-

параметров синтезируемой диады: координат X_A, Y_A центра шарнира А, угла φ_0 , ориентирующего ось отсчета угла φ , и длин a, k звеньев.

Функции (2) можно привести к многочленам второго порядка от новых параметров: $p_1 = a \cos \varphi_0$, $p_2 = a \sin \varphi_0$, $p_3 = \frac{1}{2} (p_1^2 + p_2^2 + p_4^2 + p_5^2 - k^2)$, $p_4 = X_A$, $p_5 = Y_A$, со старшими членами билинейного вида. Это позволило приложить вышеуказанный алгоритм работы [6] для численного нахождения минимумов суммы S к синтезу рассматриваемой диады.

Общая блок-схема и характеристика «АПСИН». Как видно из упрощенной блок-схемы, представленной на рис. 3, «АПСИН» позволяет синтезировать механизмы, выполняющие следующие функции:

1. Реализацию заданного закона плоскопараллельного движения твердого тела (перемещающие механизмы);
2. Перемещение точки твердого тела по заданной траектории (направляющие механизмы);
3. Согласование угловых перемещений двух звеньев согласно заданной функции (передаточные механизмы).

Система «АПСИН» предполагает пакетную обработку входных заданий, что позволяет осуществлять как эффективную эксплуатацию ЭВМ, так и проверку вида и последовательности ввода входной информации. Выбор режимов работы, способа приближения, общей схемы синтеза производится с помощью управляющих операторов, содержащихся во входном задании. Так, например, управляющая карта 'КВАД' настраивает систему на квадратическое приближение, а 'ЧЕБШ' — на решение задач синтеза с использованием чебышевских приближений.

С целью максимального использования функциональных возможностей системы предполагается как автоматический режим работы ('АВГ'), так и полуавтоматический ('ПАВТ'), при котором пользователю предоставляется возможность вмешиваться в процесс синтеза и корректировать ход работы.

Помимо подпрограмм, выполняющих стандартные процедуры синтеза, система включает в себя подпрограммы определения размеров синтезируемых механизмов (ORAZ1, ORAZ2, ORAZ3), анализа точности воспроизведения механизмами заданной функции (АКМ, АКРМ, АККМ, АРМ), определения углов передачи и анализа существования кривошипа (АКУРЕР), а также ряд подпрограмм математического обеспечения системы.

Синтез перемещающих механизмов. Помимо управляющих операторов, пользователям задаются таблица значений параметров X_{0i}, Y_{0i}, θ_i ($i = 1, 2, \dots, N$), границы желаемой области расположения подвижных шарниров на плоскости (объекте) и погрешность вычислений ε .

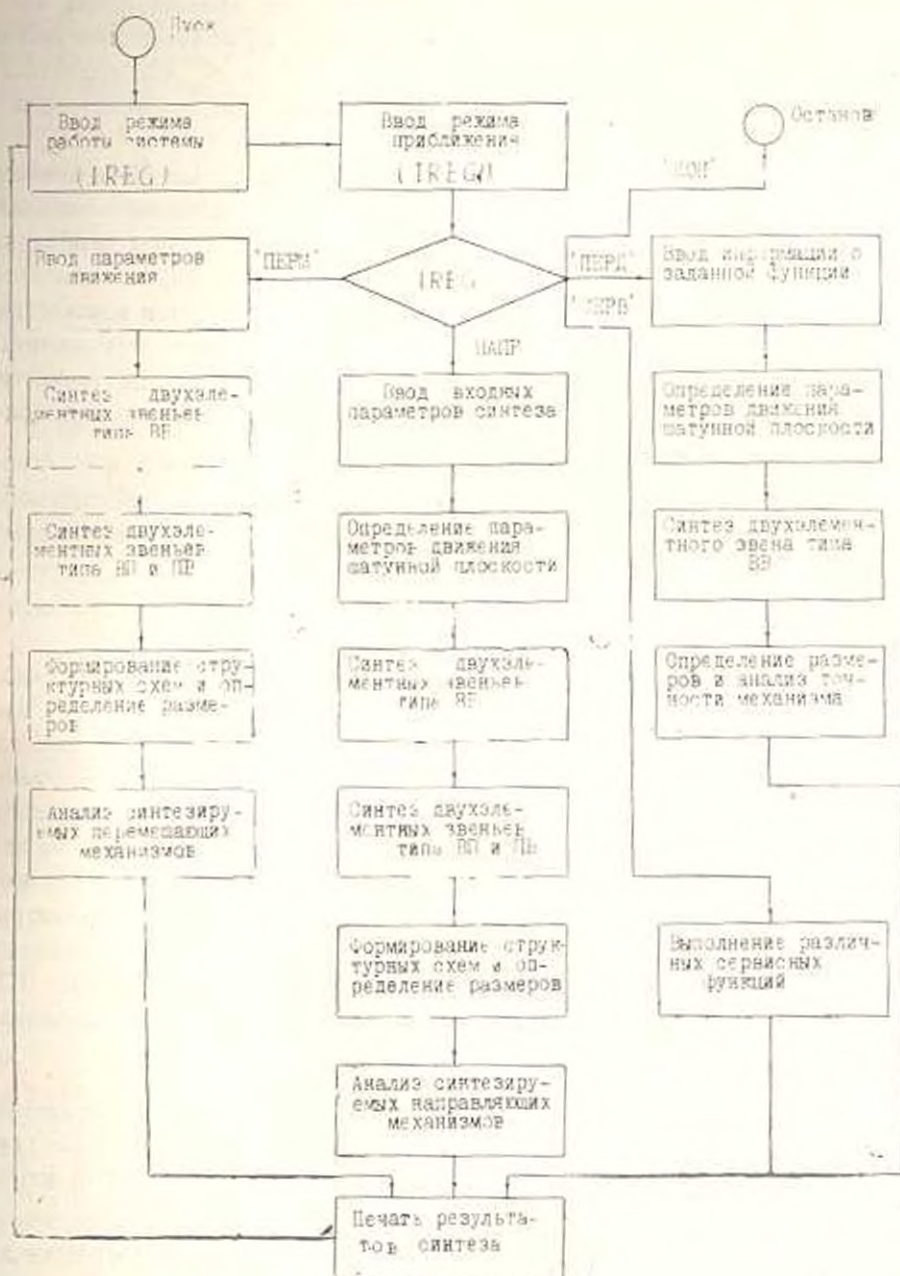


Рис. 3.

В соответствии с выбранным алгоритмом формирования механизмов синтез начинается с вычисления приближенных круговых точек, определяющих двухэлементные звенья типа ВВ. Найденные двухэлементные звенья могут значительно различаться друг от друга по точности воспроизведения заданного закона движения. Исходя из этого, при

полуавтоматическом режиме работы пользователю предоставлена возможность выбора приближенных круговых точек из области плоскости σ , соответствующей глобальному минимуму суммы S , что позволяет получать механизмы с более точной реализацией предписанного движения.

Синтезируя звенья типа ВП и ПВ, «АПСНН» в дальнейшем выполняет формирование структурных схем, определение размеров и анализ механизмов на точность, проворачиваемость звеньев и углы передачи. Если в процессе предшествующего поиска найдено n двухэлементных звеньев ВВ и по одному звену типа ВП и ПВ, то образуется множество C_n шарнирных, и ползуновых и и кулисных четырехзвенных механизмов. Из них выбираются варианты, оптимальные с точки зрения точности реализации закона движения, и одновременно удовлетворяющие дополнительным условиям синтеза.

Синтез направляющих механизмов. В данном случае (рис. 2) задаются координаты X_i, Y_i ($i = 1, 2, \dots, N$) заданных положений точки F шатуна, размеры днады ABF , либо таблица значений углов поворота входного звена $\Delta\varphi_i$ ($i = 1, 2, \dots, N$), и погрешность вычислений ϵ .

В систему заложен общепринятый алгоритм синтеза приближенно-направляющих механизмов, идея которого заключается либо в назначении части параметров механизма, либо в задании закона движения чертящей точки в зависимости от угла поворота входного звена. В обоих случаях синтез сводится к задаче приближенной реализации заданного плоскопараллельного движения. Действительно, задаваясь в первом варианте размерами днады ABF , или синтезируя ее по заданным положениям чертящей точки F и звена AB во втором, вычисляются параметры положений системы Bxy , жестко связанной с шатуном, относительно неподвижной системы OXY . Далее определяются звенья типа ВВ, ВП, ПВ, и их присоединением к шатуну получаем направляющие механизмы различной структуры.

Синтез передаточных механизмов. Передаточный механизм должен приближенно воспроизводить заданную функцию $\psi = f(\varphi)$ ($\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_m$), связывающую углы поворота ψ и φ выходного и входного звеньев. Кроме этой функции задается число соответствующих дискретных положений входного и выходного звеньев и погрешность вычислений ϵ .

Следуя представленной в [6] методике, за единицу принята длина стойки, а искомыми параметрами передаточного механизма являются относительные длины a, b, c звеньев и начальные значения φ_0, ψ_0 углов φ, ψ . Производя перестановку углов φ_0, φ и ψ_0, ψ и рассматривая движение системы Dxy , жестко связанной с CD , относительно системы AXY (рис. 4), жестко связанной со звеном AB , получим:

$$X_D = \cos(2\pi - \varphi), \quad Y_D = \sin(2\pi - \varphi), \quad b = \psi - \varphi. \quad (3)$$

Обращая далее движение механизма постановкой его на звено AB указанную задачу приводим к задаче приближенной реализации заданного закона движения: определить точку $C(x_c, y_c)$ плоскости Dxu , траектория которой приближается к окружности с центром $B(X_B, Y_B)$ и радиусом $R=b$. После определения круговой точки вычисляются остальные параметры:

$$a = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}, \quad c = \sqrt{x_c^2 + y_c^2},$$

$$\varphi_0 = \arctg \frac{Y_B}{X_B}, \quad \psi_0 = \arctg \frac{y_c}{x_c}.$$

Для работы в указанном режиме пользователю необходимо составить подпрограмму *FUNPER*, в которой должны определяться параметры (3) согласно реализуемой функции $\psi = f(\varphi)$.

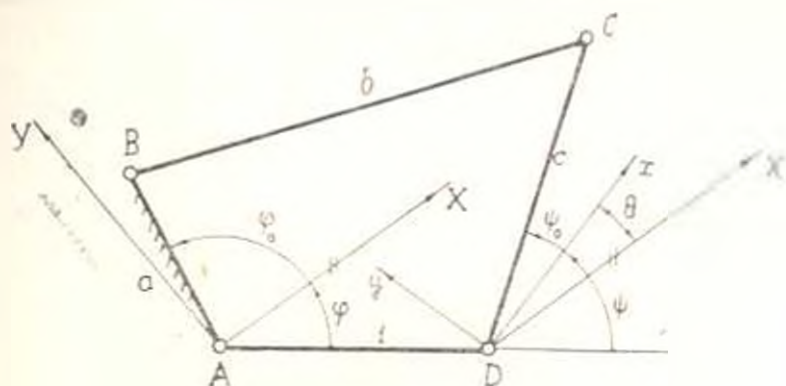


Рис. 4.

Режим сервиса. Данный режим позволяет осуществлять синтез многозвенных рычажных механизмов, связанный с процессом синтеза диад различной структуры и решать интерполяционные задачи, связанные с точным воспроизведением 4 и 5 положений плоскости e .

Выполнение последней функции основывается на том, что при $A=1$ подпрограмма *РККТ* на плоскости e определяет дугу круговых точек, имеющих 4 положения на одной окружности, для которых $\Delta q_i = 0$ ($i = 1, 2, 3, 4$), а при $A=5$ приводит к точкам Бурместера с 5 положениями на одной окружности. Подпрограммы *РРГ* и *РРР* определяют, соответственно, точку Болла, имеющую 4 положения на прямой, и прямую Болла, четыре положения которой образуют пучок с подвижным центром.

Пример. Спроектировать четырехзвенный перемещающий механизм, приближенно воспроизводящий 10 положений шатуновой плоскости, заданных следующей таблицей.

1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X_{o_1}	-0,65	-0,65	-0,5	-0,35	-0,2	0	0,1	0,15	0,1	0
Y_{o_1}	0	-0,3	-0,55	-0,75	-0,85	-0,75	-0,45	-0,15	0,2	0,35
θ_1	0	20°	30	30°	20°	2°	-20°	-33°	-45°	-50

Система «АПСНН» в режиме синтеза перемещающих механизмов с использованием квадратического приближения определила шесть двух-элементных звеньев с вращательными парами и два звена типа ВП и ПВ. Рассмотрение 15 шарнирных, 6 ползуновых и 6 кулисных механизмов позволило выявить четырехзвенный механизм, реализующий наилучшую точность воспроизведения заданного движения. Это кривошипно-ползуновый механизм ABO с параметрами: $l_{AB} = 0,514098$, $l_{BO} = 0,798384$, $X_A = 0,015164$, $Y_A = 0,043929$, уравнением направляющей ползуна $X/(-1,723194) + Y/(-3,757568) = 1$ и максимальным углом давления, равным $44^\circ 52'$. Проведенный анализ отклонений, при котором в качестве обобщенной координаты принимался угол поворота шатуна θ и вычислялись расстояния l_i ($i = 1, 2, \dots, 10$) истинных положений o_i^{II} точки o_i^{II} шатунной плоскости синтезированного механизма от заданных положений o_i , привел к результату: $\max |l_i| = 0,065831$.

ЕрIII им. К. Маркса

Поступило 15.V.1981.

Ս. Ն. ՇԱՀԱՐՈՆՅԱՆ

ՀԱՐԹ ԼՍԱԿԱՅԻՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՄՈՏԱՐԿՄԱՆ ՈՐԻԹԵԶԻ «ԱՊՍՈՆ» ԱՎՏՈՄԱՏԱԶՎԱԾ ՀԱՄԱԿԱՐԳԸ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Ներկայացված է «ԱՊՍՈՆ» ծրագրային համակարգի համառոտ նկարագրությունը: Ինչն թույլ է տալիս բառակառուցել և շերտաշերտ մոտարկումների կիրառությամբ սինթեզել քառադակ, բազմադակ պտտական և համընթաց կենտրոնական զույգերով մեխանիզմներ ըստ երկու ոչ հարակից օղակների հարաբերական շարժման պահանջով ծրագրի: Համակարգը հնարավորություն ունի որպես մասնավոր դեպք լուծել Բուրմեստրի տեսության ցանկացած խնդիրը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Maiwald E.* MEOP—ein Programmpaket zur angenähereten Synthese von Mechanismen. „Maschinenbautechnik“, No. 8, 1974.

2. Otto J., Woldauer W. Anwendungsbeispiele des Programmsystems KOGEOP zur kinematischen Synthese und Optimierung ebener Koppelgetriebe. „Maschinenbautechnik“, No. 3, 1974.
3. Sheth P. N., Uicker J. J. IMP (Integrated Mechanisms Program), a computer-aided design analysis system for mechanisms and linkage. Trans. ASME, ser. B, vol. 94, No. 71-Viehr-80, 1972.
4. Rubel A. J., Kaufman R. E. KINSIN III A new humanengineered system for interactive computer-aided design of planar linkages. Trans. ASME, ser. B, vol. 99, No. 2, 1977.
5. Саркисян Ю. Л., Гупта К., Росс Б. Кинематическая геометрия в связи с квадратическим приближением заданного движения // «Конструирование и технологии машиностроения», № 2, 1973.
6. Саркисян Ю. Л., Шахпароян С. Ш. Машинные методы аппроксимационного синтеза механизмов. «Механика машины», вып. 59, М., «Наука», 1981.



МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. П. ДЖАВАХЯН

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ
 КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПЛОСКИМ КОРОМЫСЛОМ

Для определения основных размеров кулачковых механизмов с плоским коромыслом в [1—3] предлагается графоаналитический метод, и неравенство, описывающее условие выпуклости профиля кулачка, решается различными графическими приемами.

В данной работе методом регрессионного анализа [4] получена общая формула для определения начального угла наклона плоскости коромысла, охватывающая как все рассмотренные законы движения коромысла, так и виды тахограммы (двух—трехчастковые, симметричные, асимметричные). Стремление к аналитическому определению основных размеров кулачкового механизма обусловлено не столько повышением точности решения задачи, сколько возможностью применения аналитического метода на всех этапах проектирования кулачкового механизма. Наличие единой формулы позволит при проектировании механизма решать оптимизационные задачи не только по параметрам схемы механизма, но и по закону движения коромысла.

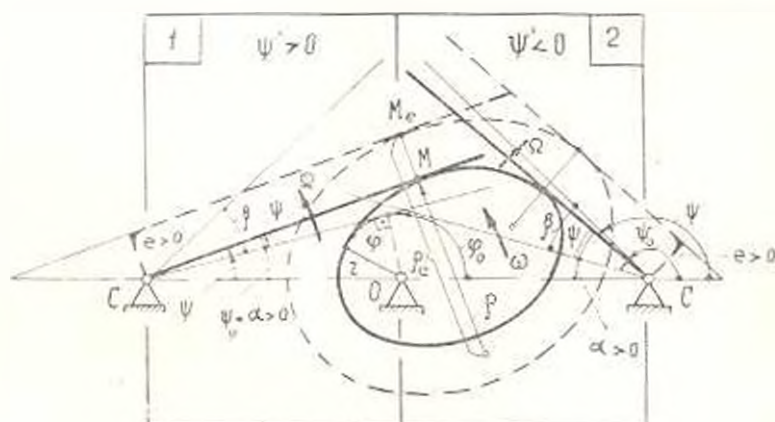


Рис. 1.

На рис. 1 совмещены два возможных варианта механизма, отличающиеся знаком аналога скорости при удалении коромысла.

Радиус кривизны профиля кулачка выражается через геометрические и кинематические параметры механизма зависимостью [1]

$$\rho = \rho_0 - e = \frac{(1 - \Psi')(1 - 2\Psi'') \sin \Psi' + \Psi''' \cos \Psi'}{(1 - \Psi'')^2} \quad (1)$$

в которой Ψ' — угол, координирующий положение коромысла относительно линии стойки (отсчитывается в направлении вращения кулачка), Ψ' , Ψ'' — аналоги скорости и ускорения коромысла, ρ и ρ_0 — относительные радиусы кривизны профилей кулачков (при $l_{\text{ш}} = 1$) в случае центрального ($e = 0$) и смещенного коромысла ($e \neq 0$), e — относительное смещение плоскости коромысла, положительное, когда последняя пересекает линию стойки вне неподвижных шарниров (рис. 1).

Формула (1) справедлива для обеих схем, приведенных на рис. 1, для которых фаза удаления коромысла описывается очевидными формулами

механизм 1

механизм 2

$$\left. \begin{aligned} \Psi'_0 &= \alpha, \\ \Psi' &= \alpha + \beta = \alpha + \beta \cdot f(k), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\Psi'_0 = \pi - \alpha,$$

$$\Psi' = \Psi'_0 - \beta_0 = \Psi'_0 - \beta \cdot f(k),$$

$$\Psi^{(n)} = \psi^{(n)} = \beta \cdot f^{(n)}(k) / \varphi_1^n, \quad \Psi^{(n)} = -\psi^{(n)} = -\beta \cdot f^{(n)}(k) / \varphi_1^n, \quad (3)$$

в которых Ψ'_0 , α — начальные углы, β — угол размаха коромысла, ψ — угол поворота коромысла от нижнего крайнего положения, положительный для обеих схем, β_0 — фазовый угол удаления, $k = \varphi / \varphi_1$ — безразмерный коэффициент угла поворота φ кулачка при удалении коромысла, называемый также позиционным коэффициентом кулачка, $f(k) = \psi / \beta$ — позиционный коэффициент коромысла, (n) — порядок производной по углу поворота кулачка.

Для рассматриваемого механизма значения начального угла α и минимального относительного радиуса кулачка

$$r = \sin \alpha \quad (4)$$

определяются из условия выпуклости профиля кулачка, которое для центральных механизмов имеет вид

$$\rho \geq 0. \quad (5)$$

Для обеспечения качательного движения коромысла должны быть удовлетворены очевидные неравенства

$$\alpha + \beta = 90^\circ \quad (6)$$

и $OM < OC$ (рис. 1). Последнее условие ограничивает верхнюю границу положительного Ψ'' неравенством [1, 5]

$$\Psi''_{\max} - \varphi_{\min} \frac{\beta}{\varphi_1} < \frac{1}{2}, \quad (i = 1; 3), \quad (7)$$

откуда находим нижний предел

$$\varphi_i > 2\delta_{mi}\beta, \quad (i = 1; 3) \quad (8)$$

фазового угла φ_i , соответствующего положительному Ψ' . В выражениях (7) и (8) δ_{mi} — максимальное значение коэффициента скорости коромысла, зависящее от закона его движения, i — индекс фазы с $\Psi' > 0$.

Из условия (7) следует, что знаменатель выражения (1) всегда положителен и условие (9) выпуклости профиля кулачка имеет вид

$$\lg \Psi' > -\Psi''/(1 - \Psi')(1 - 2\Psi'). \quad (9)$$

С учетом (2) и (3), имея в виду, что для механизма $2 \cos \Psi' < 0$, неравенство (9) можно привести к виду

$$\alpha \geq -\psi + \operatorname{arctg} [-\psi''/(1 - \Psi')(1 - 2\Psi')] = F(k) \quad (10)$$

или

$$\alpha \geq \min \alpha = \max F(k) = F(k^*). \quad (11)$$

Значение k^* определится из условия

$$dF/d\varphi = (1 - \Psi')(1 - 2\Psi')\Psi'' + 3(\Psi'')^2 + \Psi'''(1 - 2\Psi') = 0, \quad (12)$$

полученного из (10) с учетом (3).

Для установления корреляционной связи $\min \alpha = \min \alpha(\varphi_i, \beta)$ были рассмотрены десять наиболее распространенных законов движения коромысла, приведенных в таблице, и семейство кулачковых механизмов в области

$$45^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ, \quad 10^\circ \leq \beta \leq 30^\circ, \quad \Delta\varphi_i = 15^\circ, \quad \Delta\beta = 10^\circ.$$

Для каждого механизма, взятого в области (φ_i, β) с учетом ограничения (8), рассматривались все десять законов и на ЭВМ ЕС-1022 решались соответствующие уравнения (12). По найденному в области

$$k_0 = k|_{\varphi_i = \varphi_{\min}} \leq k \leq 1 \quad (13)$$

отрицательных ускорений значению k^* по формуле (11) определялись минимально возможные значения начального угла наклона коромысла, удовлетворяющие неравенству (6), и значения $\varphi_{i0} = \varphi_i|_{k=k^*}$.

По полученным результатам для каждого варианта кулачкового механизма (рис. 1) и закона движения коромысла (табл.) были составлены корреляционные таблицы типа $\min \alpha(\varphi_i, \beta)$ и $\varphi_{i0}(\beta)$, анализ которых позволил установить гиперболическую

$$\min \alpha = \varphi_{i0}^{-1} M(\beta) - I^{**}(\beta) \quad (14)$$

и линейные

$$I^{**}(\beta) = P + p\beta^2 > 0, \quad (15)$$

$$\varphi_{i0} = Q + q\beta \quad (16)$$

Таблица

№ закона	Наименование закона	Коэффициент ускорения $\ddot{\varepsilon} = f''(k)$ на участке $0 < k < 1$	Знак ψ'	$\varphi_{10} = Q + q\beta$		$\min \alpha = (P + p\beta) \left(\frac{\varphi_{10}}{\varphi_l} - 1 \right)$	
				Q	q	P	p
1	Постоянное ускорение	$0 < k < 0,5 \quad 4$ $0,5 < k < 1 \quad -4$	$+$ $-$	119,2	-1,34	5,04	1
2	Равноубывающее ускорение	$6 - 12k$	$+$ $-$	114,39 80,78	1,48 -1,27	-2,91 -0,24	2,97 0,91
3	Косинусоидальное ускорение	$0,5\pi^2 \cos \pi k$	$+$ $-$	120,08 78,49	1,53 -0,55	-7,69 -0,55	3,31 0,96
4	Закон Стодартга	$36,555k - 415,608k^2 + 801,947k^3 -$ $- 571,605k^4 + 143,413k^5$	$+$ $-$	125,53 110,37	1,97 -1,23	-6,22 3,54	3,44 0,87
5	Степенной закон 3-4-5	$60(k - 3k^2 + 2k^3)$	$+$ $-$	139,8 145,3	1,83 -1,32	-2,26 7,62	3,17 1,17
6	Степенной закон 3-4	$0 < k < 0,5 \quad 48k(1 - 2k)$ $0,5 < k < 1 \quad -48(1 - k)(2k - 1)$	$+$ $-$	143,75 152,45	2,14 -1,74	-2,94 12,01	3,28 0,76
7	Синусоидальное ускорение	$2\pi \sin 2\pi k$	$+$ $-$	149,65 152,72	1,96 -1,56	-3,45 9,83	3,23 0,93
8	Двойной гармонический закон	$0,5\pi^2 (\cos \pi k - \cos 2\pi k)$	$+$ $-$	180,13	1,16	-5,95	3,09
9	Степенной закон 4-5-6-7	$420k^2(1 - 4k + 5k^2 - 2k^3)$	$+$ $-$	150,09 259,93	2,62 -5,21	3,9 7,25	3 1,02
10	Степенной закон 5-6-7-8-9	$2520k^3(1 - 5k + 9k^2 - 7k^3 + 2k^4)$	$+$ $-$	177,87 182,4	2,63 -1,84	11,6 10,96	2,2 0,85

зависимости, обеспечивающие наилучшее приближение с максимально возможными значениями коэффициента корреляции, превышающими 0,99. В случае криволинейной регрессии (14) коэффициенты корреляции вычисляются для линеаризованных функций $\alpha(\varphi_i^{-1})$.

Подставляя в (14) значение $M(\beta) = z_{in}^{1/2}(\beta)$, найденное из (14) при $\varphi_1 = \varphi_{10}$ и $\alpha = 0$, с учетом (15) и (16) получим корреляционную зависимость

$$\min \alpha_i = \left(\frac{z_{10}}{z_i} - 1 \right)^{1/2} F(i) = (1 + \mu^2)^{-1/2} \left(\frac{Q + q^2}{z_i} - 1 \right)^{1/2}, \quad (17)$$

$$(i = 1; 3),$$

которая справедлива для любой фазы движения коромысла по рассмотренным в таблице законам и обоих случаях исполнения кулачкового механизма (рис. 1).

В формуле (17) i — индекс рассматриваемой фазы движения коромысла.

Значения постоянных параметров Q , q , P и p , зависящих только от закона движения коромысла и знака аналога его угловой скорости в рассматриваемой фазе, приведены в таблице, в которой первые строчки для каждого закона соответствуют случаю $\psi' > 0$ (т. е. удалению коромысла в механизме 1 или приближению коромысла в механизме 2). Законы в таблице расположены в порядке возрастания $\min \alpha$, найденного при одинаковых условиях (φ_1 , ψ).

Отсутствие в таблице значений Q , q , P и p означает, что функция $F(k)$ в этих случаях не имеет экстремума в области (13) замедленного движения коромысла, и условие выпуклости кулачка обеспечивается при любых $\alpha > 0$, поскольку в этих случаях функция $F(k)$ в области (13) отрицательна. Наибольшее значение функции $F(k)$ для закона № 7 при $\psi' > 0$ получается на границе $k_0 = 0.5$ или $k = 1$ области (13)

$$\min \alpha_i = F(0.5) = -\frac{5}{2} - \arctg \frac{4}{(z_i - 28)(z_i - 43)} \quad (18)$$

или

$$\min \alpha_i = F(1) = -\frac{5}{2} - \arctg (43/z_i - 1).$$

а для закона № 8 при $\psi' < 0$ — на границе $k_0 = 2/3$

$$\min \alpha_i = F(2/3) = -9\pi/16.$$

Рассматривая фазы удаления ($i=1$) и приближения ($i=3$) коромысла, по формуле (17) или (18) определяются соответствующие им минимально возможные значения $\min \alpha_1$ и $\min \alpha_3$, из которых выбирается большее значение

$$\alpha_i \geq \min \alpha_i, \quad (i = 1; 3), \quad (19)$$

которое по формуле (4) определяет наименьшее значение $r_{\min}$ минимального относительного радиуса кулачка. Знак равенства в (19) гарантирует точку заострения профиля кулачка на фазе с индексом i .

Анализ корреляционных таблиц и формул (14) — (17) показывает, что для одинаковых β и φ_0 начальный угол α получается меньше для фазы с отрицательным φ . Поэтому, для уменьшения габаритов механизма нужно, чтобы фаза с отрицательным φ была менее длительной, что объясняется гиперболической связью $\alpha = \alpha(\varphi_0)$.

Из (15) и (17) следует, что при $\varphi_0 > \varphi_{00}$ по (17) получаем $\min \alpha < 0$, и условие (5) выпуклости кулачка в этом случае обеспечивается при любом $\alpha > 0$. Получение отрицательных значений $\min \alpha$ по формулам (17) при $\varphi_0 > \varphi_{00}$ соответствует расположению центра вращения кулачка между крайними положениями коромысла, т. е. кулачковым механизмом с выносным кулачком [3], у которых ось вращения кулачка вынесена за пределы кулачка (рис. 2).

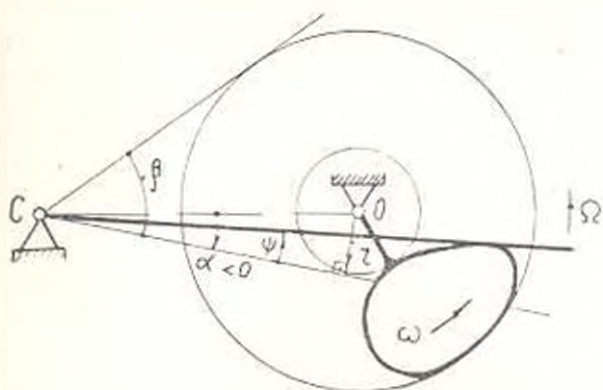


Рис. 2.

Следовательно, формула (17) справедлива и для выносных кулачков, которые могут работать без фазы «ближнего» выстоя, для которых к условию (5) выпуклости профиля кулачка добавляются еще ограничения $\varphi_0 = 0$, $\alpha < 0$, $r < 0$ и консольность нады кулачка.

На рис. 3 представлены области существования механизмов и решений для закона синусоидального ускорения с двухчастковой симметричной тахограммой, построенные по формулам (8) и (16). Левее линий $\varphi_{00}(\beta)$ имеем $\min \alpha > 0$, на линиях — $\min \alpha = 0$, а правее — $\min \alpha < 0$. Область B соответствует механизмам с выносным кулачком.

Распространим полученную для двухчастковых симметричных тахограмм (случай «а») формулу (17) на случаи «б» и «в» двухчастковых несимметричных и трехчастковых симметричных или несимметричных тахограмм. На рис. 3 диаграммы движения коромысла при его удалении в указанных трех случаях совмещены так, чтобы на участке отрицательных ускорений они совпадали. График функции — $F(\varphi)$ для всех случаев один и тот же, но имеет различные начала координат.

Выразим углы размаха β_a и β_n коромысел, фазовые углы φ_a и φ_n через те же параметры β и φ_1 , случая симметричной двухчастотной тахограммы. Из рис. 3 и [5] имеем соотношения

$$\left. \begin{aligned} \alpha_j &= \beta_0 - \beta_a + \alpha_0 = \beta_n - \beta_n - \alpha_n, \\ \varphi_{a,0} &= 0,5\varphi_{1a} = n'\varphi_{10} = n'\varphi_{1n} = n'\varphi_1, \\ \beta_{max} &= 0,5\beta_a = n\beta_0 = 0,5(\beta_a - \beta_n), \\ \beta_n &= V_{max}t_c = \beta_{max}t_c/t_1 = \epsilon\beta_{max}\beta_a, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

в которых φ_1 — фазовый угол удаления, $n = \varphi_{max}/\varphi_1$ и $\epsilon = \varphi_c/\varphi_1$ — относительные продолжительности выбега и движения с постоянной скоростью, β_{max} — максимальное значение коэффициента скорости коромысла в случае «в». Подставляя в (17) значения

$$\varphi_{1j} = 2n'\varphi_1, \quad \beta_j = \beta_a d_j, \quad (j = a, 0, n),$$

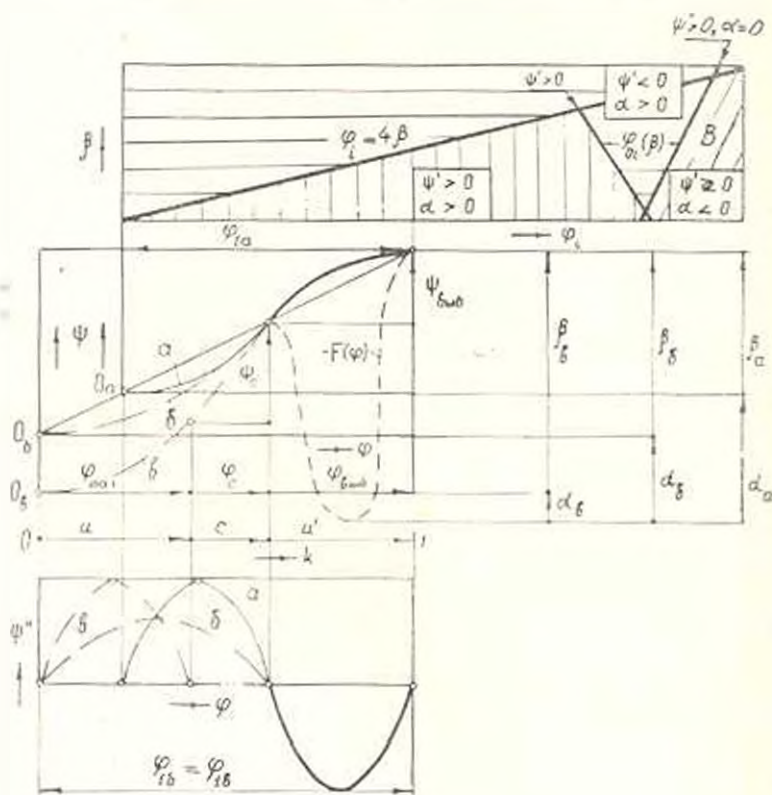


Рис. 3.

найденные из (20), получим формулу

$$\min a_{ij} = (P + p\beta_j d_j) \left(\frac{Q + q\beta_j d_j}{2u\varphi_1} - 1 \right) - \beta_j(1-d_j), \quad (21)$$

$$(i = 1; 3), \quad (j = a, 0, n),$$

общую для всех рассмотренных случаев, в которой i и φ_i — индекс и фазовый угол рассматриваемого участка движения коромысла, j и d_j — индекс и постоянный коэффициент рассматриваемой тахограммы, причем,

$$d_1 = 2u' = 1, \quad d_0 = 2u', \quad d_0 = 1 - c\delta_{m,1}.$$

ЕрПН им К. Маркса

Поступило 12. I. 1981

Ռ. Պ. ԶԱՎԱԽՅԱՆ

ՀԱՐԹ ՃՈՃԱՎԱԿՈՎ ԲՌՈՒՆՑՔԱՅԻՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՉԱՓԵՐԻ ԱՆԱԼԻԾԻՈՒ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ու մ

Մեխանիզմների ռեզոնանսի վերլուծության մեթոդով արտածված է բանաձև հարթ ճոճավակով բոունցքային մեխանիզմի հիմնական չափերի որոշման համար լծակի շարժման դիտարկված օրենքների և մեխանիզմի տարրերակների համար:

Ստացված բանաձևեր ընդհանուր է և կիրառելի լծակի տարրեր օրենքներով և տարրեր տախոգրամներով շարժվելու դեպքում, սովորական և արտակենտրոն բոունցքային մեխանիզմների համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Тишин М. М. Проектирование кулачковых механизмов с качающимися плоским рычагом. Тр. сем. по ТММ Инст. машиновед., М., изд. АН СССР, 1947, вып. 4, т. 1.
2. Кожедников С. Н. Проектирование кулачковых механизмов с плоским коромыслом. Науч. тр. Днепропетр. металлург. ин-та, 1949, вып. 17.
3. Есипенко Я. И. Синтез кулачковых механизмов с плоским коромыслом. Науч. тр. Днепропетр. металлург. ин-та, 1949, вып. 17.
4. Джавахян Р. П. Использование корреляционных зависимостей при анализе и синтезе четырехзвенных механизмов. «Машиноведение», 1980, 1.
5. Левитский Н. И. Кулачковые механизмы. М., «Машиностроение», 1961.

В. А. АВАКЯН

МОДЕЛЬ ВИБРАЦИИ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ НАЛИЧИИ УДАРА В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Задача обеспечения допустимых уровней шумов станков, нормируемых ОСТ2 1189-10-75, требует разработки мер по выявлению источников повышенных шумов и их устранению. Одним из таких является виброакустическая диагностика дефектов, позволяющая эффективно решать задачу обнаружения и выявления источников вибраций на основе математических моделей виброакустики зубчатых зацеплений.

Из многочисленных конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров, влияющих на вибросостояние зацепления, существенное влияние оказывают неточности изготовления зубчатых колес [1]. Рассмотрим математическую модель удара в зацеплении цилиндрических зубчатых колес, возникающего при малых нагрузках и дефектах, приводящих к нарушению шага зацепления.

Каждый зуб шестерни и колеса в зацеплении при угле зацепления $\varphi_2 = \omega_2 t$, где ω_2 — круговая частота вращения шестерни (рис. 1), обладает силовой характеристикой, соответственно, $F_m(\varphi_2)$ и $F_k(\varphi_2)$, проявляющейся в зоне зацепления протяженностью $\varphi_2 = \varphi_2$.

Следует установить зависимость спектров вибрации по датчикам в направлениях x и y от характеристик дефектов зацепления.

Поскольку пятна контакта зубьев шестерни и колеса при ударе почти точечные (в плоскости ho/y), их можно рассматривать как δ -функции. Тогда взаимодействие зубьев может быть охарактеризовано произведением площадей $F_m \times F_k$, причем, для оценки соотношения амплитуд спектральных составляющих важен только относительный масштаб этих величин [2].

В общем случае взаимодействие зубьев в зацеплении для каждого момента времени при угле зацепления φ_2 в комплексной плоскости ho/y (рис. 1) по аналогии с подшипниками [2] можно представить в виде:

$$F(t) = \int_0^{\varphi_2} F_m(\varphi_2) \cdot F_k(\varphi_2) e^{i\omega_2 t} d\varphi_2 = \int_0^{\varphi_2} F_m(\varphi_2) \cdot F_k(\varphi_2) e^{-i\omega_2 t} d\varphi_2 \dots = \\ = L \{F_m(\varphi_2) \cdot F_k(\varphi_2)\}_{s=-j\omega_2} \quad (1)$$

т. е. как Лапласово L — преобразование произведения силовых характеристик зубья шестерни $F_{ш}(\varphi_2)$ и колеса $F_k(\varphi_3)$ при параметре $s = -j$. Такое представление возможно, поскольку функции $F_{ш}(\varphi_3)$ и $F_k(\varphi_3)$ существуют только в пределах $\varphi_{ш} = \varphi_r$ и от перехода к пределу $0 + \infty$ интеграл не изменится и будет сходиться при параметре $s = -j$.

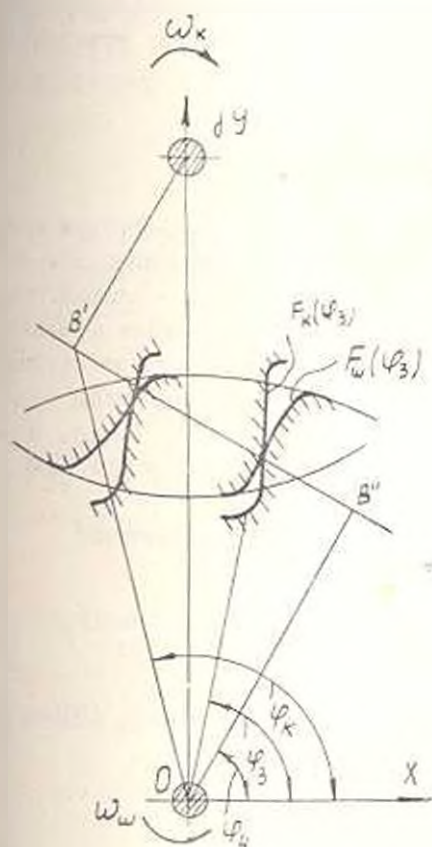


Рис. 1.

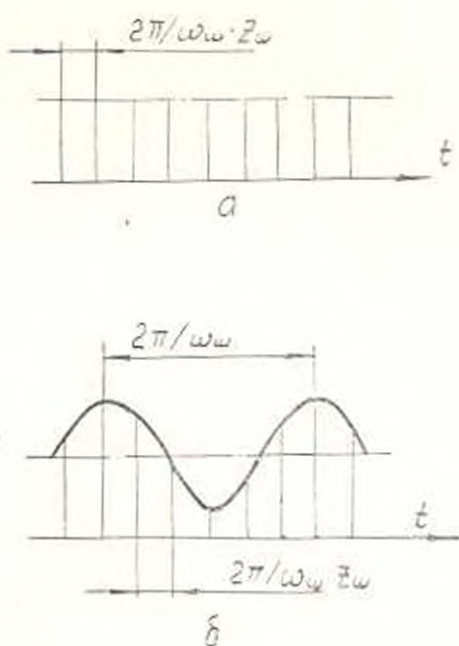


Рис. 2.

Ниже рассмотрен простой характер силовых взаимодействий — начало сопряжения каждой пары зубьев сопровождается ударом (нарушен шаг зацепления). При этом появится последовательность импульсов с зубцовой частотой $f_z = \omega_{ш} z_{ш}$, где $z_{ш}$ — число зубьев шестерни (рис. 2а). Совокупность импульсов ударов можно представить в виде

$$\sum_{n=0}^{\infty} \delta(t - nT) \quad (2)$$

и при модуляции (2) силами, обусловленными дефектным зацеплением, переменную часть силы зацепления можно записать:

$$F(\varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} (t - nT), \quad (3)$$

где $F(\varphi)$ — модулирующая переменная сила; $\delta(t)$ — дельта функция; T — период соударения зубьев; $n = 1, 2, 3, \dots$ — целые положительные числа.

Обычное преобразование Лапласа непрерывной функции $F(\varphi)$, модулирующей периодическую последовательность импульсных функций (3), можно представить как дискретное преобразование решетчатой функции [3].

$$L\{f^*(s)\} = D\{F(nT)\} = \sum_{n=0}^{\infty} e^{-snT} \cdot F(nT). \quad (4)$$

Рассмотрим взаимодействие ударных воздействий с дефектом вида биения одного из зацепляющихся колес (шестерни) при допущении, что другое колесо бездефектное. При этом периодическая последовательность импульсов будет подвергаться амплитудной модуляции функцией $\Delta \cdot \sin(\omega_{\text{ш}}t + \varphi_0)$, где Δ — величина биения, характеризующая глубину модуляции, φ_0 — начальная фаза. В этом случае вектор силы будет представляться набором векторов на несущей частоте $k\omega_{\text{ш}}z_m$ и на верхних и нижних боковых частотах $k\omega_{\text{ш}}z_m \pm m\omega_m$, где $k = 1, 2, 3, \dots$, $m = 1, 2, 3, \dots$ — номера гармоник.

Для несмещенной решетчатой функции введем обозначения: номера отсчетов

$$n = \bar{t} = \frac{t}{2\pi/z_m \cdot \omega_{\text{ш}}} = \frac{t}{\omega_{\text{ш}}} \cdot \omega_{\text{ш}}, \quad (5)$$

где $\bar{\omega} = 2\pi/z_m$ — период повторения (частота) решетчатой функции; $\bar{t}$ — безразмерное дискретное время.

Безразмерная частота дефекта будет

$$\bar{\omega} = \omega_{\text{ш}} \cdot \frac{2\pi}{z_m \cdot \omega_{\text{ш}}} = \frac{\omega}{\omega_{\text{ш}}}. \quad (6)$$

С учетом (5) и (6) можно написать

$$\sin(\omega t + \varphi_0) = \sin(\bar{\omega}n + \varphi_0). \quad (7)$$

Тогда (4) может соответствовать силе $\bar{F}(\bar{t})$ по (1) при параметре $s = j\bar{\omega}$, т. е. (4) следует представить как

$$\bar{F}(\bar{t}) = \sum_{n=0}^{\infty} e^{-j\bar{\omega}n} \cdot F(nT) = D\{F(nT)\}_{s=j\bar{\omega}}. \quad (8)$$

Используя правила прямого D -преобразования и таблицы изображения решетчатых функций [4], с учетом (5) ÷ (7) из (8) при относительном периоде дискретизации, равной 1 ($T = 1$), получим

$$F(t) = \Delta \cdot \frac{e^{2j\bar{\omega}_m \cdot \sin \varphi_0} + e^{j\bar{\omega}_m \cdot \sin (\bar{\omega} - \varphi_0)}}{e^{2j\bar{\omega}_m} - 2e^{j\bar{\omega}_m} \cdot \cos \bar{\omega} + 1} \quad (9)$$

При допущениях, сделанных выше, решетчатая функция (4) при четном количестве зубьев шестерни z_m является симметричной, с периодом, равным z_m . Тогда значения комплексных амплитуд четных гармоник ряда Фурье периодической симметричной решетчатой функции равны нулю [4]. Нечетные гармоники этой функции с полупериодом $N = z_m/2$ (рис. 26), для которых $f(n + N) = -f(n)$, равны:

$$C_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \Delta_k \cdot \sin(k\bar{\omega}n + \varphi_k) \cdot e^{-jb\bar{\omega}n}, \quad (10)$$

где k — номер гармоники.

Преобразуя (10) и применив формулу суммы геометрической прогрессии с учетом, что $\bar{\omega}z_m = 2\pi$, получим:

$$C_k = \frac{2\Delta_k}{jz_m} \cdot e^{j\varphi_k} - \frac{2\Delta_k}{jz_m} \cdot e^{-j\varphi_k} \left(\frac{1 - e^{jk2\pi}}{1 - e^{2jb2\pi/z_m}} \right). \quad (10a)$$

При $k \neq N$ вторая часть (10a) = 0 и

$$C_k = \frac{2\Delta_k}{jz_m} \cdot e^{j\varphi_k}. \quad (11)$$

Выражение в скобке в (10a) из себя представляет неопределенность типа $\frac{0}{0}$ после раскрытия которой комплексная амплитуда N -ой гармоники получится равной

$$C_N = \frac{2\Delta_N}{jz_m} \cdot \left(e^{j\varphi_N} - \frac{z_m}{2} \cdot e^{-j\varphi_N} \right). \quad (12)$$

При нечетном z_m выражение комплексных амплитуд (10) принимает следующий вид:

$$C_k = \frac{2}{2N+1} \sum_{n=0}^{2N} \Delta_k \cdot \sin(k\bar{\omega}n + \varphi_k) \cdot e^{-jb\bar{\omega}n},$$

решение которого с учетом, что $2N+1 = z_m$ при $k \leq N$, приводит к результату (11).

Таким образом, представляя зацепление зубьев колес как дискретный процесс, по (11), (12) можно определить комплексные амплитуды силы зацепления.

Переход к комплексному спектру вибрации осуществляется умножением комплексных амплитуд силы на передаточную функцию коробки скоростей (редуктора)

$$F_{\omega_k} = |W(f_{\omega_k})| \cdot e^{\pm \arctan W(f_{\omega_k})} \cdot C_{\omega_k} \cdot e^{\pm j\omega_k t}$$

где $\omega_k = k\omega_m \cdot z_m$.

Наличие дефекта не только на зубьях шестерни, но и колеса в рассматриваемом случае не вносит дополнительных частот в спектр вибраций. Изменению подвергнутся значения амплитуд вибрации, которые следует рассматривать уже с учетом парных воздействий дефектных зубьев шестерни и колеса.

Наличие дефекта колеса в виде биения приведет к изменению частотного состава спектра вибрации. К вышеуказанным следует добавить частоты боковых составляющих, которые появятся в спектре в результате амплитудной модуляции несущей на частоте $\omega_m z_m = \omega_k \cdot z_k$ частотой вращения колеса ω_m (z_k число зубьев колеса) их величины рассчитываются по выражениям $k\omega_k z_k \pm p\omega_k$, где $p = 1, 2, 3, \dots$ — номера гармоник. При наличии биения шестерни и колеса одновременно в спектре могут появиться составляющие и на частотах $k\omega_k z_k \pm \pm m\omega_m \pm p\omega_k$ [5].

Вышеприведенные положения неоднократно подтверждались экспериментальными исследованиями [5].

НПО «Армгепанок»

Поступило 27. XII 1979

Վ. Ա. ԱՎԵՅԱՆ

ՈՒՂԱՏԱՐԻ ԳՆԱՆԿԱՆ ԱՏԱՄԱՎՈՐ ԶՈՒՅԿԻ ԹՐԹՈՄԱՆ ՄՈԴԵԼԻ ՀԱՐՎԱԾՆԵՐՈՎ ԿԱՌՁՄԱՆ ԿԵԳՔՈՒՄ

Ա Ս Ի Ն Ի Ն Ի Մ

Դիտարկվում է ասիմետրիկ պոլիգոնի թրթռումները հարվածներով կապված դեպքում: Հապրումի դիսկրետ վերափոխումների միջոցով բացահայտված է ասիմետրիկ պոլիգոնի թրթռման սպեկտրի կապը պարամետրիկ սխեմի մեծությունների:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Brady William A. How to design noise out of gears. „Machine Design“, 1973, 45, № 30.
2. Бронман Я. С., Демирчян К. С., Шмугер С. Я. Модель вибрации асинхронного электродвигателя. «Известия АН АрмССР (серия Т.Н)», т. XXV, № 3, 1972.
3. Ципкин Я. З. Основы теории автоматических систем. М., «Наука», 1977.
4. Ципкин Я. З. Теория линейных импульсных систем. М., «Физматгиз», 1963.
5. Авакян В. А., Мамонтов В. Р., Налаян Г. А. Выявление источников повышенного шума станков способом пьезодиагностики. «Станки и инструмент», 1979, № 3.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Р. П. МАРТИРОСЯН

ВЛИЯНИЕ ДИЛАТАНСКИ НА РАСПРОСТРАНЕНИЕ СЕЙСМИЧЕСКОЙ ВОЛНЫ СДВИГА В МЯГКИХ ГРУНТАХ

Исследование деформаций грунтовых оснований, испытывающих динамические нагрузки, является чрезвычайно важным для инженерной сейсмологии и практики сейсмостойкого строительства.

Песчаные грунты обычно считаются хорошими естественными основаниями, однако, это верно лишь при статических нагрузках. При динамических нагрузках происходит изменение механических свойств основания и наблюдаются значительные неравномерные осадки, которые могут являться причиной потери устойчивости сооружения или возникновения дополнительных напряжений в его конструкциях.

В эпицентральной зоне сильных землетрясений на поверхности земли амплитуды поперечных волн достигают больших величин [1], поэтому при расчетах основания сооружений следует учитывать волны сдвига.

В мягких грунтах деформации сдвига вызывают объемные изменения. Это явление объясняется эффектом дилатансии [2—4, 5], который проявляется как при упругом, так и пластическом деформировании, причем, во всех случаях она может быть положительной (разуплотнение) или отрицательной (уплотнение). Знак дилатансии зависит, в основном, от исходной плотности (пористости) грунта. В [3] введено понятие критической плотности ρ_c . Если начальная плотность ρ равна критической, объем грунта при сдвиге не меняется, при $\rho > \rho_c$ грунт является переуплотненным и при сдвиге станет разрыхляться, а при $\rho < \rho_c$ грунт считается рыхлым и при сдвиге уплотняется. Однако уплотнение произойдет до достижения критического значения, после чего начнется разрыхление.

На рис. 1 показаны экспериментальные кривые, приведенные в [3—5] при изучении дилатансионных свойств песков. На участке 0—1 у плотных песков объемные изменения почти не происходят, а на участке 1—2 после пикового значения τ_p плотные пески разуплотняются с увеличением объема, а рыхлые, наоборот, уплотняются. Это продолжается до достижения значения $\tau = \tau_c$, соответствующего предела текучести.

Рассмотрим разупрочнение плотного грунта (рис. 1а) при распространении одномерной плоской волны сдвига типа $S//$, фронт которой поляризован в горизонтальной плоскости [1]. Координата z направлена вертикально вверх.

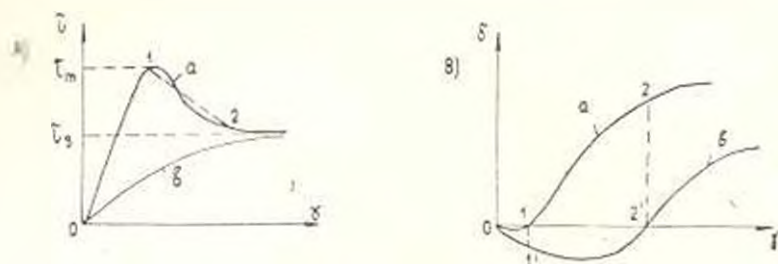


Рис. 1. Диаграмма сопротивления сдвигу (А) и соответствующий график объемного деформирования (В) для плотных (а) и рыхлых (б) песков.

Если $\tau < \tau_m$ (рис. 1а), то в грунте распространяются упругие волны. При этом можно считать, что волна сдвига не вызывает дилатансию, и при решении волновых задач используется известная теория упругих волн [1]. Когда $\tau = \tau_m$, в грунте распространяются упруго-пластические волны сдвига, вызывая дилатансию. Уравнение движения при переменной плотности $\rho(\delta)$ в функции объемной деформации δ будет:

$$\rho(\delta) \frac{\partial V}{\partial t} - \frac{\partial \tau}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

где V — скорость колебаний частиц в волне сдвига, а условие неразрывности деформации сдвига:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} = \frac{\partial V}{\partial z}, \quad (2)$$

Уравнение сохранения массы при дилатансии запишем:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial V}{\partial z} + \varphi \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0, \quad (3)$$

где $\varphi = \frac{\partial \Delta}{\partial t}$; Δ — абсолютная объемная деформация по направлению z .

Имея ввиду, что относительная объемная деформация

$$\epsilon = \frac{d\Delta}{dz} \quad \text{и} \quad \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{d\epsilon}{dt} + \epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial z},$$

уравнение (3) запишем:

$$\frac{d\epsilon}{dt} = -\epsilon \frac{d\epsilon}{dt}. \quad (4)$$

Интегрируя (4) при начальных условиях $\delta = 0$, $\rho = \rho_0$, получим:

$$\rho(z) = \rho_0 \exp(-\delta). \quad (5)$$

Имея ввиду, что скорость волны сдвига равна:

$$b = \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\tau}{d\gamma}},$$

с учетом (5) получим:

$$b(z) = \sqrt{\frac{\exp \delta}{\rho_0} \cdot \frac{d\tau}{d\gamma}}, \quad (6)$$

где $b(\delta)$ — скорость волны сдвига при дилатации. При $\delta = 0$ получим известное соотношение [6]:

Аппроксимируем участок 1—2 диаграммы $\tau = \tau(\gamma)$ как прямую (рис. 1а, пунктирная линия) и принимаем, в первом приближении, что модуль сдвига связан с объемной деформацией по следующему линейному закону:

$$G(\delta) = G_1(1 - k\delta) = \frac{d\tau}{d\gamma}, \quad (7)$$

где G_1 — модуль пластического сдвига; k — некоторый постоянный коэффициент при условии $k < 1$.

Для скорости волны из (6) с учетом (7) получим

$$b(z) = b_1 \sqrt{1 - k\delta} \exp(\delta/2). \quad (8)$$

Преобразуем $\frac{\partial \gamma}{\partial t}$ в следующем виде:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} = \frac{\partial \tau}{\partial t} \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial \tau}. \quad (9)$$

С учетом (6) из (9) имеем:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} = \frac{1}{b^2(\delta) \rho(\delta)} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial t}$$

или имея в виду (5) и (8), получим:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} = \frac{1}{b_1^2 \rho_0 (1 - k\delta)} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial t}. \quad (10)$$

Подставляя значение $\rho(\delta)$ из (5) в уравнение (1) и значение $\frac{\partial \gamma}{\partial t}$ из (10) в уравнение (2), получим следующую систему двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \exp(-\delta) \frac{\partial V}{\partial t} - \frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial z} &= 0; \\ \frac{1}{1 - k\delta} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial t} - b_1^2 \rho_0 \frac{\partial V}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Исходя из существующих экспериментальных данных, можно предполагать, что при дилатансии вертикальная деформация является функцией от координаты z (рис. 2). Если эту зависимость аппроксимировать квадратной параболой $\Delta = k_1 z^2$, получим:

$$\bar{\epsilon} = \frac{d\Delta}{dz} = 2k_1 z, \quad (12)$$

где k_1 — некоторый постоянный коэффициент, который меняется в зависимости от величин нормального давления и коэффициента пористости грунта.

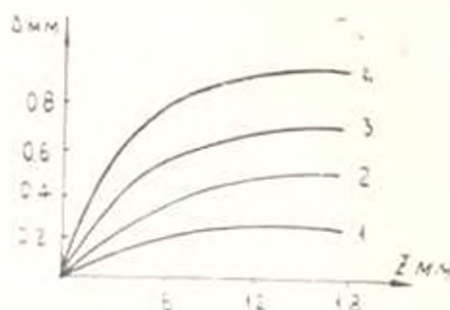


Рис. 2 Зависимость вертикальной деформации Δ от координаты z . Кривые 1—4 соответствуют значениям деформации сдвига $\gamma = 3, 6, 9$ и 12 .

Подставляя значение $\bar{\epsilon}$ из (12) в (11), получим следующую систему с переменными коэффициентами

$$\begin{cases} \exp(-2k_1 z) \frac{\partial V}{\partial t} - \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \tau}{\partial z} = 0; \\ \frac{1}{(1 - 2kk_1 z)} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial t} - b_1^2 \rho_0 \frac{\partial V}{\partial z} = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Система (13) имеет следующие характеристики:

$$\frac{dz}{1 - 2kk_1 z \cdot \exp(k_1 z)} - b_1 dt = 0,$$

интегрируя их, получим

$$\int \frac{dz}{1 - rz \cdot \exp(k_1 z)} - b_1 t = \text{const}, \quad (14)$$

где $r = 2kk_1$.

Разложим подынтегральную функцию (14) в ряд Маклорена, ограничивая первыми двумя членами полученного ряда и интегрируя, из (14) получим:

$$z - qz^2 - b_1 t = \text{const}, \quad (15)$$

где $q = \frac{r}{2} - k_1$. Знак $(-)$ соответствует прямой волне, а $(+)$ — обратной.

На рис. 3 показано семейство положительных характеристик на координатной плоскости z, t .

Чтобы интерпретировать вид волны, анализируем выражения скорости волны $b(z)$ и модуля сдвига $G(z)$. Подставляя (12) в формулы (7) и (8), имеем:

$$G(z) = G_1(1 - rz) \quad (16)$$

$$b(z) = b_1 \sqrt{1 - rz} \exp(k_1 z).$$

Как видно из этих формул, при $z_1 = \frac{1}{r}$, $G(z_1) = b(z_1) = 0$.

Это значит, что на координате z_1 грунт разрыхляется до такой степени, что распространение волны сдвига прекращается. Это и соответствует точке перегиба характеристики (рис. 3), после которой волновое движение превращается в течение грунта, для первой волны до координаты $z_0 = \frac{1}{q}$. После точки z_0 движение прекращается.

Из системы находим, что на характеристиках (14) выполняются следующие соотношения:

$$\frac{\exp(k_1 z)}{\sqrt{1 - rz}} dz \pm b_0 dV = 0. \quad (17)$$

После некоторых преобразований из (17) получим:

$$dz \pm d[b_0 V \sqrt{1 - rz} \exp(-k_1 z)] = \pm b_0 b(z) V \psi(z) dz, \quad (18)$$

где

$$\psi(z) = \left[\frac{r}{2(1 - rz)} + k_1 \right] \exp(-2k_1 z).$$

Теперь интегрируя (17), получим:

$$z \pm \frac{b_0 b(z)}{\exp(2k_1 z)} V = \pm \int V b(z) \psi(z) dz. \quad (19)$$

Если определить значения z , то из уравнений (18) можно найти скорости колебаний частиц V .

Из системы (13), исключая V , получим следующее уравнение в частных производных второго порядка относительно z :

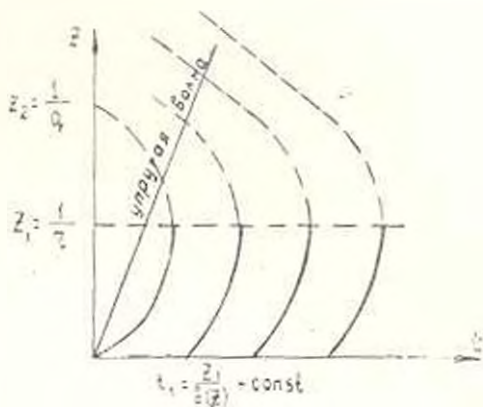


Рис. 3. Характеристики на плоскости z, t .

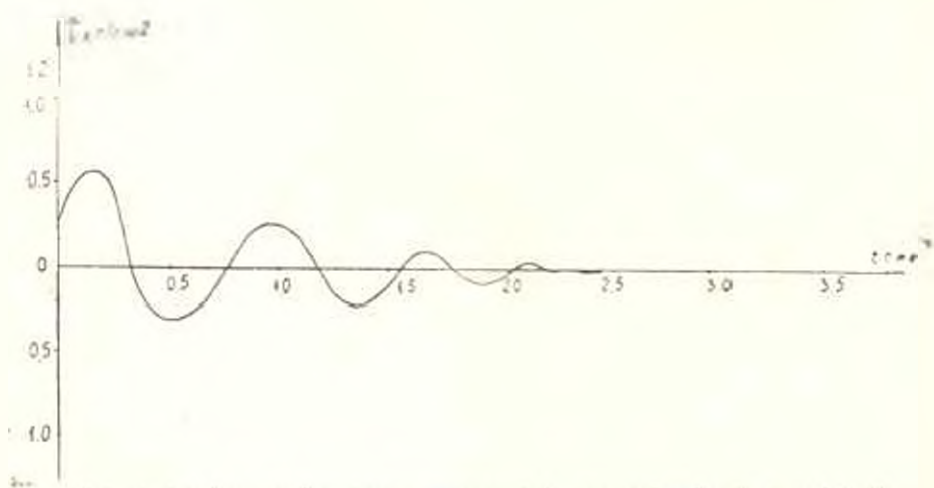
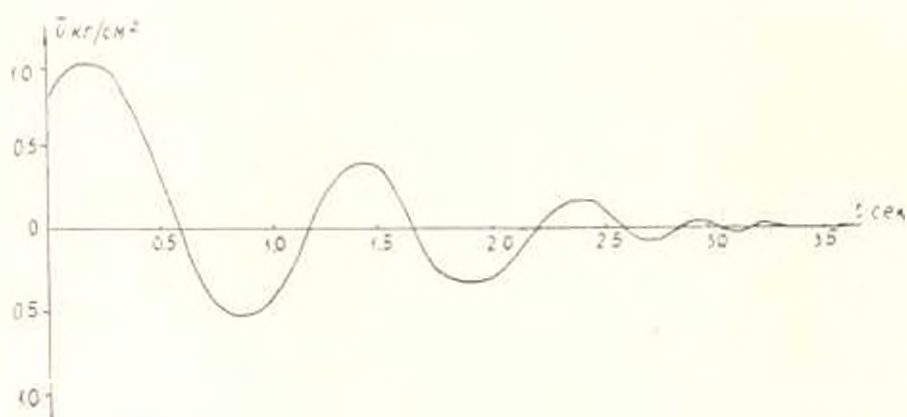
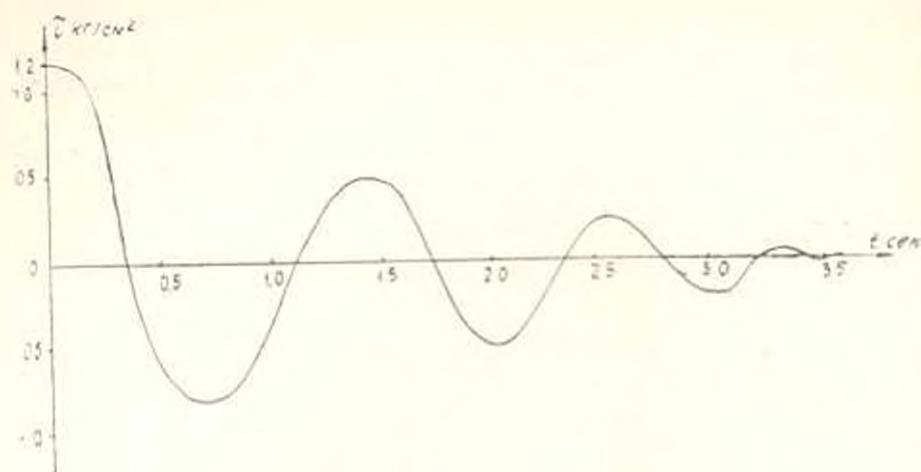


Рис. 4. График касательных напряжений на сечении: а) $z = 400$ см; б) $z = 800$ см; в) $z = 1000$ см.

$$\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} - b^2(z) \frac{\partial^2 z}{\partial z^2} - 2k_1 b^2(z) \frac{\partial z}{\partial z} = 0, \quad (20)$$

где $b(z)$ определяется по формуле (16).

Следует отметить, что уравнение (20) гиперболического типа до значения $z = z_1 = \frac{1}{r}$. За координатой z_1 уравнение (20) не имеет места, исходя из понятия характеристик, изложенного выше.

Решение уравнения (20) находим с помощью интегрального преобразования Лапласа, выраженное Бесселевыми функциями первого рода

$$\begin{aligned} z = z_0 \exp\left(-\frac{z^2}{4}\right) & \left\{ \left(1 - \frac{z^2}{4}\right) \Phi(z, t) - z^2 \left[\Phi_1(z, t) + \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{1}{2b^2} \frac{\partial^2 \Phi(z, t)}{\partial t^2} + r \frac{\partial^2 \Phi_1(z, t)}{\partial t^2} \right] \right\}, \end{aligned} \quad (21)$$

где

$$\Phi(z, t) = \frac{r_1 b_1^2 z^2}{k_1^2 \sqrt{t^2 - r_1^2 z^2}} J_1\left(\frac{b_1^2}{4k^2} \sqrt{1 - r_1^2 z^2}\right); \quad \delta(t - r_1^2 z^2);$$

$$\Phi_1(z, t) = \frac{1}{16} J_0\left(\frac{1}{4 \sqrt{r_1}} \sqrt{t^2 - r_1^2 z^2}\right); \quad r_1 = \frac{r}{2b_0};$$

J_0, J_1 — функции Бесселя первого рода, соответственно нулевого и первого порядка; $\delta(t - r_1^2 z^2)$ — дельта функция Дирака.

С помощью численного анализа по формуле (21) построены графики $z(t)$ на сечениях $z = 400 \div 1000$ см (рис. 4).

Сравнивая эти графики, можно заметить, что амплитуды напряжений и продолжительность действия волны, вследствие дилатансии существенно убываются по координате z .

В результате проведенных исследований можно заключить:

1. Явление дилатансии существенно влияет на распространение сейсмической волны сдвига в мягких грунтах.
2. Скорость распространения волн сдвига в дилатирующем грунте зависит от физических параметров грунта.
3. Мера затухания волны сдвига зависит от исходной плотности и первоначального напряженного состояния.
4. При больших величинах дилатансии грунт стремится к потере прочности и течению.

ԳԻՒՍՏԱՆՍԻԱՅԻ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ՓԱՓՈՒԿ ԳՐՈՒՆՏՆԵՐՈՒՄ
ՍԵՅՍՄԵԿ ՍԱՀՔԻ ԱՆԻՔԻ ՏԱՐԱԾՄԱՆ ՎՐԱ

Ա մ փ ո փ ու մ

Ուժեղ երկրաշարժերի էպիկենտրոնային ղոնաներում լայնական ալիքների ամպլիտուդը հասնում է մեծ արժեքների, որի հետևանքով փափուկ զրուներում երևան է զալիս զիլատանսիայի էֆեկետը և առաջանում են նկատելի մնացորդային դեֆորմացիաներ:

Հողվածում դիտարկված է միաշափ, առաձգապլաստիկ սեյսմիկ սահքի ալիքների տարածումը փափուկ զրուներում և ի հայտ է բերված դիլատանսիայի աղդեցությունը այդ ալիքների ինտենսիվության վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Саваренский Е. Ф., Кирнос Д. П. Элементы сейсмологии и сейсмометрии. М., Гостехиздат, 1959.
2. Вязов С. С. Реологические основы механики грунтов. М., «Высшая школа», 1978.
3. Гольдштейн М. Н. Механические свойства грунтов. М., «Стройиздат», 1978.
4. Денисов Н. Я. Изменение прочности песков после динамических воздействий. НИОСП, 1967.
5. Тейлор Д. Основы механики грунтов. М., «Стройиздат», 1960.
6. Рахматуллин Х. А. и др. Вопросы динамики грунтов. М., изд. МГУ, 1964.

ТЕПЛОТЕХНИКА

Л. Т. КУЛЮЯН, В. Э. МАРУХЯН

УХУДШЕНИЕ ВАКУУМА В КОНТАКТНЫХ КОНДЕНСАТОРАХ
И РАЗВИТИЕ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ СИСТЕМЫ ЭНЕРГЕБЛОКА

На тепловых и атомных электростанциях конденсаторы контактного типа (КК) применяются редко и только в сочетании с «сухими» градирнями. Конденсационно-охладительные установки (КОУ) такого типа установлены на Разданской ГРЭС (АрмССР) для энергоблоков К-200-130.

На энерго-экономические показатели этих блоков отрицательное влияние оказывает ухудшение вакуума в КК и перегрев выхлопа в летние жаркие дни [1]. Во избежание этого приходится при температуре воздуха $t_a \leq 23^\circ\text{C}$ ограничить мощность энергоблока (ЭБ) почти до 40% от номинального.

Энерго-экономический ущерб, вызванный ухудшением вакуума и перегревом пара в конденсаторе, можно ориентировочно оценить путем сравнения с показателями работы того же ЭБ с обычной системой охлаждения циркуды или прямыми расчетами по данным эксплуатации энергоблока с КОУ.

Как известно, максимальное давление отработанного пара определяется максимально допустимой температурой конденсации, которая, согласно техническим условиям эксплуатации, не должна превышать для энергоблока с КОУ $t_{\text{макс}} = 55-60^\circ\text{C}$. Для диапазона продолжительности стояния температур от 23°C до 35°C , которая охватывает апрель—октябрь месяцы, недовыработка электроэнергии энергоблоком К-200-130 составляет, примерно, 9187,12 МВт. При неизменной выработке электроэнергии потребление топлива в варианте с испарительным охлаждением будет уменьшено (или перерасходовано из-за наличия КОУ) в количестве:

$$\Delta B = \frac{\sum \Delta \mathcal{E} \cdot K_N \cdot 10^6}{\eta_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{ог}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}} \cdot 10^3}, \quad (1)$$

где K_N — коэффициент перерасчета изменения мощности на изменение тепла, принятый по типовой энергетической характеристике турбоагрегата К-200-130 [2]; $\eta_{\text{гп}}$, $\eta_{\text{ог}}$ — КПД теплового потока и парогенераторной установки; $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ — низшая теплота горения условного топлива.

По ориентировочным расчетам ухудшение вакуума в конденсаторе на 1% приводит к увеличению удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии порядка $0.5-0.6 \text{ г. т./кВтч}$ при годовом числе часов использования установленной электрической мощности $n_{\text{г}} = 6000 \text{ ч}$, номинальной величине удельного расхода топлива $b^* = 358 \text{ г/кВтч}$ и допустимой минимальной температуре циркулирующей воды на входе из РОБ — $t_{2\text{мин}}^6 = 15^\circ\text{C}$.

Для компенсации ухудшенного вакуума в КК предложен ряд методов. В [3] рассмотрен метод такой компенсации путем снижения температуры промпрегрева, когда для режима компенсации важнее не снижение удельных расходов топлива, а возможное обеспечение располагаемой мощности.

Одним из наиболее эффективных способов компенсации ухудшенного вакуума в КК является сокращение в целесообразных размерах количества выхлопного пара. Допустимое изменение этого количества связано с модернизацией тепловой схемы блока, которую можно осуществить различными путями. Наиболее важным из них являются паровой подогрев воздуха и развитие регенеративной системы энергоблока путем увеличения числа подогревателей или наращивания поверхностей нагрева (секции) при их неизменном количестве. В обоих случаях увеличение доли регенеративного пара и соответствующий рост температуры питательной воды должны сопровождаться уменьшением относительной доли конденсационного потока.

Рассмотрим вкратце преимущества и недостатки ряда возможных вариантов развития регенеративной системы этого блока.

1. *Дополнительная ступень регенерации путем соответствующей модернизации турбины.* Хотя высокая энергетическая эффективность не вызывает сомнения, однако реализация такого варианта на действующей установке трудно осуществима.

2. *Дополнительная ступень ПВД на горячей линии промпрегрева (ПВД-5д).* Не требуется модернизации турбины и реализация этого варианта не связана с существенными капитальными затратами. Так как пар отбирается не из отборов турбины, то жестких ограничений по количеству отбираемого пара нет, оно будет продиктовано требованием ограничения конденсационного потока D_k . Задаваясь возможными значениями сокращенного потока конденсата D_k , можно пересчитать систему регенерации, полагая, что давление пара перед ПВД-5д будет $P = 1,7 \text{ МПа}$, а температура — $t = 530-540^\circ\text{C}$.

По полученным данным можно определить новые значения суммарного расхода тепла на 1 кг пара как и абсолютного внутреннего КПД турбины. Сравнивая их с соответствующими данными до модернизации, можно ориентировочно оценить ее энергетическую эффективность. Для сокращения потерь в самом ПВД-5д следует предусмотреть парохладитель, где будет реализована теплота перегрева пара после промпрегрева.

3. *Увеличение поверхности подогревателя.* Имеется в виду прежде всего те подогреватели, отборы для которых можно увеличить существенным образом. К ним относятся ПВД-6 и ПНД-1 и ПНД-2, от которых дополнительно можно отбирать, соответственно, 10,6, 6,95 и 5,54 кг/с пара. Этим будет достигнуто снижение величины P_h и подогрева питательной воды на 2–5°C.

4. *Параллельное включение (по пару) дополнительного подогревателя.* Принципиально мало отличается от предыдущего варианта, но связан со значительными дополнительными затратами. Преимущество по сравнению с предыдущим — возможность отключения дополнительного подогревателя.

5. *Параллельное включение дополнительного подогревателя с дросселированием поступающего в нем пара.* Таким путем удастся без модернизации самой турбины добавить устройства второй регенеративной ступени. Если, например, дополнительная регенеративная ступень будет включена к ПВД-6, возможности увеличения количества отбираемого пара, у которого наиболее высокие (до 10,3 кг/с), путем дросселирования пара, поступающего в дополнительный подогреватель ПВД-6д (1,7 МПа), получим новую ступень подогрева воды, которая по давлению пара хорошо вписывается в схему ПВД.

6. *Параллельное включение дополнительного подогревателя по пару и питательной воды.* В этом случае схема регенеративного подогревателя питательной воды усложняется без видимой энергетической выгоды.

Из перечисленных вариантов приемлемыми являются только 2, 3, 4. Выбор наиболее оптимального из них должен опираться на соответствующие энерго-экономические расчеты. Отсутствие полной энергетической характеристики турбоагрегата К-200-130 с КОУ в значительной степени затрудняет решение рассматриваемой задачи. Согласно [2] можно считать, что дополнительный подогрев питательной воды за счет установки нового ПВД и путем установки параллельного ПВД с дросселированием пара (варианты 2 и 4) может колебаться в пределах 20–30°C. По тем же данным увеличение подогрева питательной воды приведет к уменьшению удельных тепловых расходов ориентировочно в пределах, указанных в таблице.

Дополнительный подогрев питательной воды может привести к снижению КПД парогенератора, если избыточное низкотемпературное тепло не будет каким-либо образом утилизировано. Увеличение потока пара, направляемого в ПВД, приведет также к снижению мощности турбоагрегата, для компенсации которого потребуется увеличение расхода свежего пара, на ΔD_0 :

$$\Delta D_0 = \frac{\Delta D_{\text{ПВД}} \left[(i_{\text{ПВД}}^{(1)} - i_{\text{ПВД}}^{(2)}) \gamma_{\text{ПВД}}^{(1)} + \Delta i_{\text{ПВД}}^{(1)} \gamma_{\text{ПВД}}^{(1)} + \Delta i_{\text{ПВД}}^{(2)} \gamma_{\text{ПВД}}^{(2)} \right]}{h_f \left[\Delta i_{\text{ПВД}}^{(1)} \gamma_{\text{ПВД}}^{(1)} + \Delta i_{\text{ПВД}}^{(2)} \gamma_{\text{ПВД}}^{(2)} + \Delta i_{\text{ПВД}}^{(3)} \gamma_{\text{ПВД}}^{(3)} \right]}, \quad (2)$$

где $i_{\text{ПВД}}^{\text{ПВД}}$, $i_{\text{ПВД}}^{\text{ПВД}}$ — энтальпия пара в точке дополнительного отбора и в конце ЦВД; k_p — коэффициент, учитывающий экономию тепла в результате дополнительной регенерации (см. табл.); $\eta_{\text{пл}}$ — коэффициент, учитывающий снижение потерь в ЦВД из-за уменьшения конденсационного потока.

Таблица

Снижение удельных расходов тепла в % и значения коэффициента K_p (в скобках)

№ п.п.	Дополнительный ЦВД после	Дополнительный подогрев	
		20°C	30°C
1	ПВД-5	0,25 (1,025)	0,37 (1,037)
2	ПВД-6	0,2 (1,02)	0,3 (1,03)
3	ПВД-7	0,6 (1,06)	0,9 (1,09)

Уменьшение конденсационного потока можно приблизительно определить по следующему балансовому уравнению:

$$\Delta D_k = D_k - \Delta D_{\text{ПВД}} + \Delta D_p \quad [\text{кг/с}], \quad (3)$$

где D_k , $D_k = D_k - \Delta D_k$ — расход пара в конденсаторе в заданном режиме ухудшенного вакуума и в режиме компенсации.

Решение этой задачи путем установки дополнительной ПВД (варианты 2 и 5) в первом приближении можно выполнить в следующем порядке.

1. Уточнение заданных величин, характеризующих режим перегрева-выхлопа в летний период года: ожидаемые мощности, расход острого пара, давление отработанного пара, температура насыщения и перегрева в конденсаторе и т. д. Дополнительный подогрев питательной воды принимается в двух вариантах:

$$\Delta t_{\text{доп}} = 20^\circ\text{C} \quad \text{и} \quad \Delta t_{\text{доп}} = 30^\circ\text{C}.$$

2. Определение адиабатических перепадов по цилиндрам и соответствующих значений внутренних относительных КПД, $\eta_{\text{от}}^{\text{ПВД}}$, $\eta_{\text{от}}^{\text{ПВД}}$ и $\eta_{\text{от}}^{\text{ПВД}}$.

3. Определение дополнительного расхода пара и ПВД и его энтальпии $\Delta D_{\text{ПВД}}$ и $i_{\text{ПВД}}$. Величина $\Delta D_{\text{ПВД}}$ определяется из балансового уравнения

$$\Delta t_{\text{доп}} \cdot D_{\text{пл}} = \Delta D_{\text{ПВД}} (i_{\text{чд}} - i_{\text{чд}}) \quad (4)$$

для следующих 6 вариантов:

дополнительно у ПВД-5,	$\Delta t_{\text{доп}} = 20$ и 30°C ;
у ПВД-6,	$\Delta t_{\text{доп}} = 20$ и 30°C ;
у ПВД-7,	$\Delta t_{\text{доп}} = 20$ и 30°C .

Здесь $i_{\text{чд}}$ и $\bar{t}_{\text{чд}}$ — соответственно, энтальпии дополнительного отбираемого пара и температура его конденсата.

4. Коэффициент, учитывающий снижение потерь в ЦНД из-за уменьшения конденсационного потока $\varphi_{\text{пд}}$, который определяется по данным натурно-экспериментальных исследований.

5. Определение, согласно (2), дополнительного расхода пара $\Delta D_{\text{д}}$ для компенсации снижения мощности из-за увеличения отбора пара в ПВД.

6. Сокращение конденсационного потока $D_{\text{к}}$ определяется по балансовому уравнению (3). Величина $\varphi_{\text{пд}}$ уточняется по найденным значениям $D_{\text{к}}$.

7. Оценка по данным натурно-экспериментальных исследований, величины давления в конденсаторе в результате снижения конденсационного потока $D_{\text{к}}$. В пределах рассматриваемых наружных температур воздуха можно ориентировочно принимать, что изменение $P_{\text{к}}$ на 0,001 МПа приводит к изменению мощности энергоблока на $\Delta N \pm \pm 1,9 \text{ МВт}$.

8. Оценка сокращения удельных расходов тепла, $q_{\text{к}}$ и топлива $b_{\text{к}}$ в результате дополнительной регенерации и снижения давления в конденсаторе $P_{\text{к}}$.

9. Снижение КПД парогенератора в результате повышения $t_{\text{пд}}$ в системе регенерации определяется приближенно по известной зависимости

$$\Delta \eta_{\text{пд}} = \frac{D_{\text{д}} \cdot \Delta i_{\text{пд}}}{B \cdot Q_{\text{к}}},$$

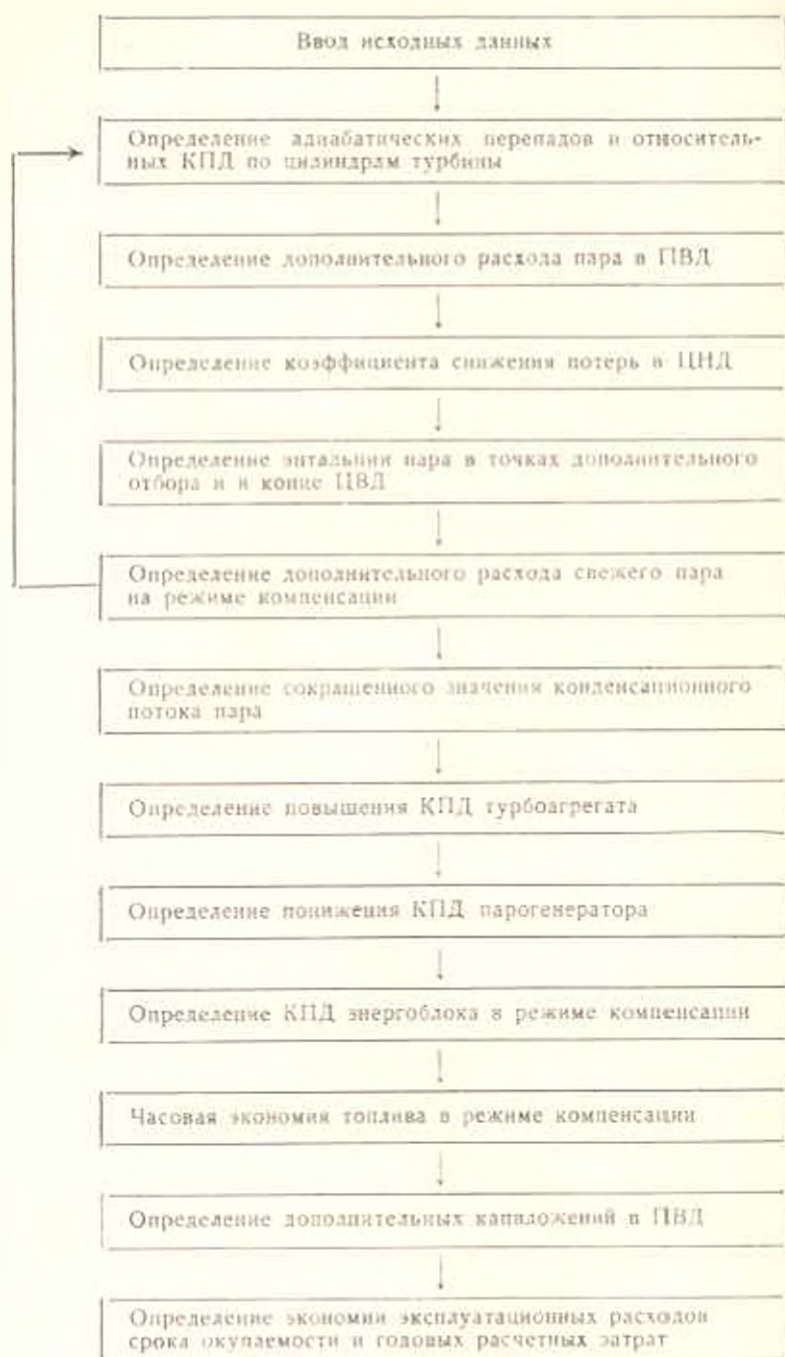
где варьирует только значение $\Delta i_{\text{пд}}$.

10. Повариантное определение по известной методике годовых расчетных затрат и эксплуатационных расходов.

11. Выбор оптимального варианта по минимуму расчетных затрат. Эта же программа может быть использована и для вариантов 3 и 4, когда увеличением поверхности нагрева достигается только значительное снижение недогрева конденсата. В этом случае можно принять $\Delta t_{\text{дп}} = 3^{\circ}\text{C}$ и $\Delta t_{\text{дп}} = 5^{\circ}\text{C}$.

Принципиальная блок-схема расчета представлена ниже. Однако ее практическая реализация с помощью ЭВМ потребует уточнения ряда эксплуатационных параметров и данных, применительно конкретно к энергоблоку К-200-130 с КОУ. Для использования этой информации потребуются только предварительная их обработка, с целью получения соответствующих аналитических (вместо графических и табличных) зависимостей.

Логическая схема расчета режима компенсации при ухудшенном вакууме
развитием ПВД



**ՆՈՍԻՐԱՅՄԱՆ ՎԱՏԱՆԱՎՐ ԿՈՆՏԱԿՏԱՅԻՆ ԿՈՆԴԵՆՍԱՏՈՐՆԵՐՈՒՄ
ԵՎ ԷՆԵՐԳԱՎՈՂՆԵՐԻ ՈՒԳԵՆԵՐԱՏԻՎ ՀԱՄԱՎԱՐԳԻ ԶԱՐԳԱՑՈՒՄԸ**

Ա. Վ. Վ. Ո. Վ. Ո. Վ.

Ամառային ժամանակամիջոցում օդային կոնդենսացիոն տեղակայանք-ներով էներգարկների մոտ նոսրացման վատանալը փոխհատուցելու նպա-տակով առաջարկվում է կրճատել պոլսրշու կոնդենսացիոն հոսքը սնող ջրի տաքացման ռեզեններատիվ համակարգի ղարգացման միջոցով:

Էներգաբլոկի ջերմային սխեմայի մոդիֆիկացման համար մշակված հաշվարկային ծրագիրը հնարավորություն է տալիս բնարել ուղեկիրատիվ համակարգի ղարգացման օպտիմալ տարրերակր: Այդ ծրագրի պոթենցիալ իրականացումը էՀՄ-ի օդնուլյամբ պահանջում է էներգաբլոկների բնա-փորձնական տվյալները նախնական մշակում անալիտիկ կախվածություններ ստանալու նպատակով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мирзаханян О. А. Опыт эксплуатации конденсационно-охладительных установок. «Электрические станции», 1976, № 12, с. 68—70.
2. МЭи Э СССР. ГТУ по эксплуатации энергосистем. Типовая энергетическая характеристика петро турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ.
3. Кузоян Л. Т., Марухян В. З., Хиразян Р. С. О путях компенсации отрицательного влияния конденсационно-охладительной установки Межвуз, сб. НТМинвуз. АрмССР, «Энергетика», 1979, с. XIV, вып. III, с. 18—23.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Г. МУСАЕЛЯНЦ

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД ПРЕССУЮЩЕЙ ПАРЫ
КОЛЬЦЕВОГО БРИКЕТНОГО ПРЕССА

Кольцевой брикетный пресс является одним из наиболее распространенных рабочих органов, получивших применение в стационарных и мобильных машинах для формирования брикетов из сена и других кормов, что объясняется простотой его конструкции, обеспечением непрерывности процесса и достаточно высокой производительности.

Существенным же недостатком такого пресса является его высокая энергоемкость, одной из вероятных причин которой может служить проскальзывание прессующего ролика относительно внутренней боковой поверхности матричного кольца. Однако вопрос скольжения прессующих роликов кольцевого брикетного пресса до настоящего времени мало изучен.

При известной же закономерности изменения коэффициента ε скольжения прессующего ролика согласно [1] можно определить КПД прессующей пары кольцевого брикетного пресса по следующему выражению

$$\eta = 1 - \varepsilon. \quad (1)$$

Для определения величины ε рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 1.

Поскольку прессующий ролик можно считать ведомым колесом, перекатывающимся по деформируемой поверхности, то согласно [2] показателем, характеризующим наличие скольжения, является величина угла θ отклонения результирующей реакции R_0 , которая определяется по следующему выражению

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{k_2 - k_1}{1 + k_1 k_2}, \quad (2)$$

где k_1 , k_2 — угловые коэффициенты.

Согласно рис. 1, угловой коэффициент нормали к ободу ролика, проходящего через точку А, равен

$$k_1 = \operatorname{tg}(\nu + \alpha_0'), \quad (3)$$

$$k_2 = \frac{\left(\mu - \frac{r_0}{r}\right) \cos(\alpha_0' + \nu) - (\mu - 1) \cos \nu}{(\mu - 1) \sin \nu - \left(\mu - \frac{r_0}{r}\right) \sin(\alpha_0' + \nu)} \quad (7)$$

Подставив (3) и (7) в (2), после преобразований имеем

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{(\mu - 1) \cos \alpha_0' - \left(\mu - \frac{r_0}{r}\right)}{(\mu - 1) \sin \alpha_0'}. \quad (8)$$

откуда

$$r_0 = r \left[\mu - (\mu - 1) \frac{\cos(\alpha_0' + \Theta)}{\cos \Theta} \right]. \quad (9)$$

В случае скольжения имеем: $r_0 = r + \Delta r$, где Δr — воображаемое приращение радиуса ролика [1]. С учетом этого и согласно (9) получаем

$$\Delta r = r(\mu - 1) \left[1 - \frac{\cos(\alpha_0' + \Theta)}{\cos \Theta} \right]. \quad (10)$$

Известно [1], что коэффициент скольжения равен

$$\varepsilon = \frac{\Delta r}{r + \Delta r},$$

тогда:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{1}{(\mu - 1) \left[1 - \frac{\cos(\alpha_0' + \Theta)}{\cos \Theta} \right]}} \quad (11)$$

Далее, подставив (11) в (1), находим выражение для определения КПД прессующей пары кольцевого брикетного прессы:

$$\eta = \frac{1}{1 + (\mu - 1) \left[1 - \frac{\cos(\alpha_0' + \Theta)}{\cos \Theta} \right]}. \quad (12)$$

Для выявления угла Θ проведем следующие рассуждения.

В процессе брикетирования любого материала в кольцевых прессах прессующие ролики вращаются вокруг своих осей под действием возникающей силы сопротивления $F_{\text{пр}}$, направленной перпендикулярно оси водила, т. е. линии OF (рис. 2), и известно, что

$$F_{\text{пр}} = \frac{2f_{\text{кан}}}{d} R', \quad (13)$$

$$f_{\text{кан}} = O_1 C_1 = \frac{1}{2} (D - d) \sin \theta_0'$$

где $f_{1,11}$ — коэффициент трения качения; R' — нормальное усилие, с которым прессующий ролик действует на систему; d , D — диаметры прессующего ролика и внутренней боковой поверхности матричного кольца.

На прессующий ролик из внешних нагрузок действует только реакция R сжимаемого и проталкиваемого материала, направленная по радиусу матричного кольца, поэтому согласно рис. 2 имеем

$$R' = R \cos \beta_0', \quad (14)$$

где θ_k — угол, характеризующий точку приложения реакции R на матричном кольце.

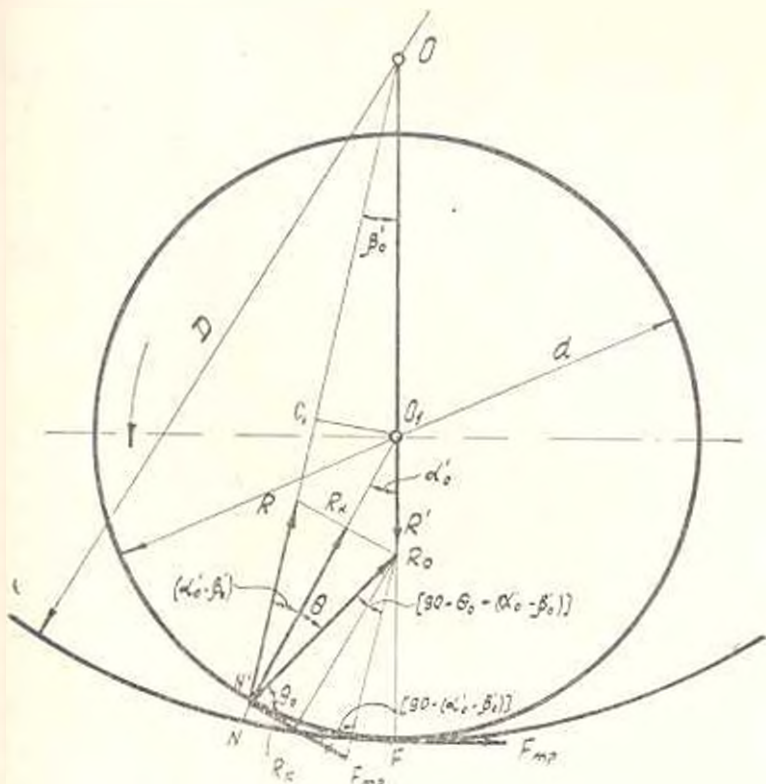


Рис. 2. Расчетная схема к определению угла α

Согласно (13) и (14) с учетом $\mu = \frac{D}{d}$ после преобразований получаем

$$F_{\text{TP}} = (1 - 1) R \sin \beta_0 \cos \beta_a. \quad (15)$$

Зная R и $F_{\text{тр}}$, можем определить результирующую силу R_0 , действующую на ролик. Из рис. 2 замечаем, что угол между направлениями сил R_0 и $F_{\text{тр}}$ составляет 90° . Тогда из треугольника сил R_0 , $F_{\text{тр}}$ и R имеем

$$\frac{F_{\text{тр}}}{\sin [90^\circ - \theta_0 + (\alpha_0 - \beta_0)]} = \frac{R}{\sin \theta_0} \quad (16)$$

Из (15) и (16)

$$\theta_0 = \arctg \frac{\cos (\alpha_0 - \beta_0)}{(1 - 1) \sin \beta_0 \cos \beta_0 - \sin \alpha_0 - \beta_0)} \quad (17)$$

а согласно рис. 2

$$\theta = 90^\circ - \theta_0 \quad (18)$$

Таким образом, выражение (12) с учетом (17) и (18) позволяет определить КПД прессующей пары кольцевого брикетного пресса по известному отношению μ и углам α_0 и β_0 .

НПО «Армсельхозмеханизация»

Поступило 8. XII. 1980

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Горячкин В. П. Собрание сочинений, т. 1, М., 1965.
2. Григорян Ш. М., Багирова А. Я. Элементы теории и расчета прикатывающих катков раскислительных машин. Тр. Арм.НИИМЭСХ, вып. 4, Ереван, 1967.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Р. С. ОВСЕПЯН

К ИССЛЕДОВАНИЮ АКУСТИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ
 В ЗВУКОУСИЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

Линейная система с обратной связью при определенном значении модуля и аргумента передаточной функции разомкнутой системы становится неустойчивой.

В исследовании [1] рассматривается вопрос стабильности звукоусилительной системы согласно критерию Найквиста и указывается, что она неустойчива, если одновременно выполняются следующие условия:

$$k = 1; \quad (1)$$

$$\varphi = 2\pi n, \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (2)$$

где k , φ — модуль и аргумент передаточной функции разомкнутой системы, характеризующие изменение амплитуды и фазы сигнала при одном пробеге по петле обратной связи.

Критерии (1) и (2) являются недостаточными условиями неустойчивости линейной системы. Необходимым и достаточным условием является охват годографом передаточной функции разомкнутой системы точки $1, \pm 0$ [2]. Однако, при построении годографа, который с нижней точки зрения сложен, четко не выявляются амплитудно-фазовые характеристики разомкнутой системы.

Рассмотрим работу линейной звукоусилительной системы в незаглушенном помещении с иных позиций и выявим, при каком значении амплитудной характеристики петли обратной связи система неустойчива.

Пусть в помещении, где громкоговоритель 1 (рис. 1, переключатели Π_1, Π_2 в положении «а») излучает синусоидальную звуковую волну определенной частоты ω , устанавливается энергия E_0 . Тогда, после включения системы микрофон — громкоговоритель 2, энергия в точке расположения микрофона в течение времени $(m-1)T \leq t \leq mT$ (m — число пробега сигнала по петле обратной связи, T — время одного пробега) будет меняться по закону, основанному на статистической теории реверберации:

$$\begin{aligned}
E = E_0 + k^* \frac{E_0}{2} \{1 - (1 - \alpha)^{n(t-T)}\} + k^{*2} \left\{ \frac{E_0}{2} [1 - (1 - \alpha)^{n(t-2T)}] - \right. \\
\left. - \frac{E_0}{2} n(t-2T)(1 - \alpha)^{n(t-2T)} \right\} + \dots + k^{*m-1} \left\{ \frac{E_0}{2^{m-1}} [1 - (1 - \alpha)^{n(t-(m-1)T)}] - \right. \\
\left. - \frac{E_0}{2^{m-2}} n[t - (m-1)T](1 - \alpha)^{n[t-(m-1)T]} - \dots - \frac{E_0}{2(m-2)!} \times \right. \\
\left. \times \{n[t - (m-1)T] \times \dots \times \{n[t - (m-1)T] + \right. \\
\left. \left. + (m-2)\} (1 - \alpha)^{n[t-(m-1)T]}\} \right\}, \quad (3)
\end{aligned}$$

где α — коэффициент звукопоглощения помещения на данной частоте; n — количество отражений, претерпеваемых звуковым лучом за единицу времени; $k^* = k^2$ — коэффициент, характеризующий изменение энергии сигнала при одном проходе по цепи обратной связи микрофон—громкоговоритель—воздух—микрофон при работе системы в заглушенной камере.

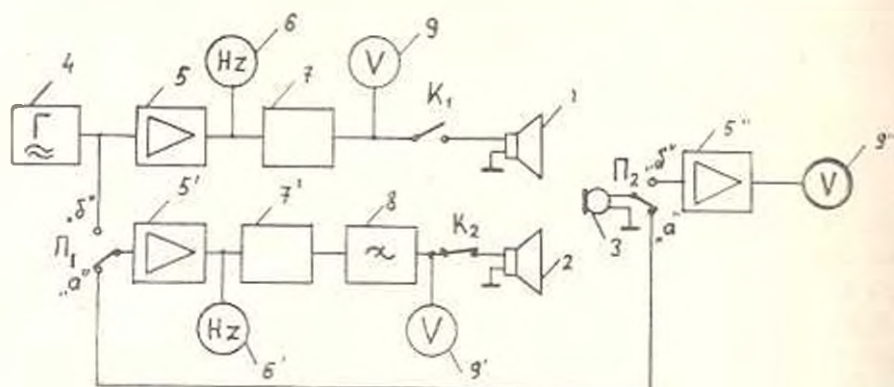


Рис. 1. Экспериментальная установка для определения условий устойчивости звукоусилительной системы. 1, 2 — громкоговорители; 3 — микрофон; 4 — генератор звуковой частоты; 5, 5', 5'' — усилители; 6, 6' — частотометры; 7, 7' — регуляторы амплитуды; 8 — фильтр; 9, 9', 9'' — вольтметры; П₁, П₂ — переключатели; К₁, К₂ — ключи.

Исходя из выражения (3), энергию в момент времени $t = mT$ можно представить в виде:

$$\begin{aligned}
E(mT) = E_0 + E_0 k^{*m-2} (1 - \alpha)^{n2T} \frac{n2T \times \dots \times [n2T + (m-2)]}{(m-2)!} + \dots + \\
+ E_0 k^* (1 - \alpha)^{n(m-1)T} \left\{ \frac{n(m-1)T}{1!} + \dots + \right. \\
\left. + \frac{[n(m-1)T] \times \dots \times [n(m-1)T + (m-2)] \alpha^{m-3}}{(m-2)!} \right\}. \quad (4)
\end{aligned}$$

Анализ формулы (4) показывает, что при $k^*/\alpha \gg 1 \lim_{m \rightarrow \infty} E(mT) = \infty$ (при конечном значении E_0), а при $k^*/\alpha < 1$ $E(mT)$ стремится к пределу, когда $m \rightarrow \infty$.

Следовательно, при

$$\frac{k^*}{\alpha} < 1 \quad (5)$$

энергия, излучаемая громкоговорителем 2, со временем устанавливается и система работает в устойчивом режиме,

и при
$$\frac{k^*}{\alpha} \gg 1 \quad (6)$$

энергия неограниченно возрастает, что указывает на неустойчивый режим работы системы.

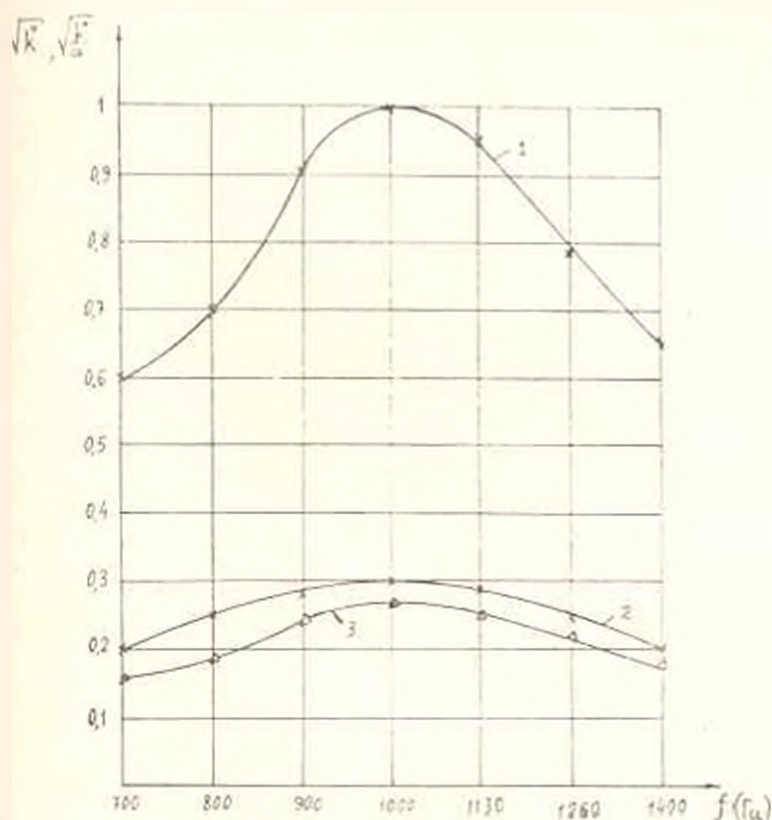


Рис. 2 Амплитудно-частотная зависимость петли обратной связи звуко-
усилительной системы. Результаты: x — экспериментальных данных;
Δ — расчетных данных

Очевидно, условия (5) и (6) применимы при озвучивании помещений, поверхности которых равномерно обработаны звукопоглощающим материалом с малым коэффициентом звукопоглощения α , где звуковые поля более приближаются к диффузному.

Из условия (6) вытекает, что система склонна к генерации на тех частотах, на которых коэффициент звукопоглощения α меньше.

Для выявления правомерности условий (5) и (6) проведены эксперименты на определенной частоте синусоидального сигнала в заглушенной камере и в незаглушенном помещении, при этом собрана установка, блок-схема которой приведена на рис. 1.

Экспериментальные данные для диапазона частот в 1 октаву со средней частотой 1 кГц приведены на рис. 2, где кривая 1 представляет частотную экспериментальную зависимость величины $\sqrt{\frac{k^*}{\alpha}}$ в помещении, кривая 2 — экспериментальную зависимость $\sqrt{k^*}$ при работе звукоусилительной системы в условиях открытого пространства, кривая 3 — расчетная кривая зависимости $\sqrt{k^*}$ от частоты при отсутствии отражений, найденная расчетным путем, исходя из экспериментальной кривой 1. Из приведенных кривых видно, что максимальное расхождение расчетных данных (кривая 3) от экспериментальных (кривая 2) составляет 0,06 на частоте 800 Гц.

Расхождение кривых 2 и 3 можно объяснить недиффузностью звукового поля, возбуждаемого в помещении на дискретных частотах. Тем не менее, сравнительный анализ данных опытов показал применимость условий (5) и (6), несмотря на некоторое расхождение результатов эксперимента с указанными условиями.

Звукоусилительная система, работающая в помещении (при условии диффузности звукового поля), нестабильна при $\frac{k^*}{\alpha} \geq 1$ и стабильна при $\frac{k^*}{\alpha} < 1$.

АрмНИИСА

Получено 23. VI. 1980

ЛИТЕРАТУРА

1. Waterhouse R. V. Theory of hall-back in reverberant rooms. J. A. S. A., No 5, 921—923.
2. Гонорский И. С. Радиотехнические цепи и сигналы. М., «Советское радио», 1977.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Э. М. АГАЛЯН, Р. С. АВЕТИСЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ НОРМАЛЬНЫХ СЕЧЕНИЙ
СТЕКЛОПЛАСТБЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Как известно, у СПА модуль упругости примерно в четыре раза ниже, чем у стальной арматуры. Следовательно, растянутая зона у элементов, армированных СПА, деформируется значительно больше, в результате чего при прочих равных условиях по сравнению с железобетоном здесь трещины развиваются сильнее, сжатая зона сокращается и разрушается. Поэтому разрушение большинства изгибаемых элементов, армированных СПА, происходит по бетону сжатой зоны и величина ξ_0 — граничная высота сжатой зоны у СПА сильно зависит от величины преднапряжения, а также, как и у железобетона, от вида и количества арматуры, прочности и деформативности бетона, напряженного состояния сечения.

Прочность нормальных сечений изгибаемых стеклопластбетонных элементов зависит от высоты сжатой зоны бетона, процента армирования и вида арматуры, марки бетона и размеров сечения.

В предельном состоянии между деформацией арматуры $\Delta \varepsilon_s$ от внешних воздействий и относительной высотой сжатой зоны ξ имеется обратная зависимость, близкая к гиперболическому закону [1], которая может быть описана формулой:

$$\Delta \varepsilon_s = \frac{\varepsilon_y}{1 - \xi} \left(\frac{\xi_0}{\xi} - 1 \right), \quad (1)$$
$$\frac{h}{h_0}$$

где ξ — предельная деформация укорочения бетона; ξ_0 — относительная высота сжатой зоны бетона, при которой приращение деформаций арматуры от внешних воздействий равно нулю. На основе следующих допущений, что деформативные свойства бетона связаны с прочностью бетона и что с увеличением прочности бетона доля неупругих деформаций снижается, с учетом результатов опытных исследований для железобетона [1] получена следующая зависимость:

$$\xi_0 = a - 0,0008 R_{np}, \quad (2)$$

В формуле (2) призмная прочность подставляется с коэффициентом

$$K = \frac{1 - 1,64\gamma}{K_{\text{бе}}} = 0,6,$$

связывающим среднюю прочность бетона с расчетной при принятых в действующих нормах коэффициенте вариации $\gamma = 0,135$ и коэффициенте безопасности $K_{\text{бе}} = 1,3$.

После чего получим:

$$\xi_0 = a - 0,0048R_{\text{пр}}. \quad (3)$$

Для бетона и пористых заполнителях коэффициент a как и в нормах принят равным 0,8.

По этой же формуле (3) может быть определен коэффициент ξ_0 и для элементов, армированных стеклопластиковой арматурой.

Величина напряжения в упруго работающей арматуре [1] в зависимости от высоты сжатой зоны может быть определена из следующей формулы

$$\sigma_a = \frac{\sigma_a'}{1 - \xi} \left(\frac{\xi_0}{\xi} - 1 \right) + \sigma_p, \quad (4)$$

где

$$\sigma_a' = E_a \cdot \epsilon_a; \quad (5)$$

$$\sigma_p = \epsilon_p \cdot E_a. \quad (6)$$

В СНиП II-21-75 для определения граничной высоты сжатой зоны железобетонных элементов предложена формула:

$$\xi_R = \frac{\xi_0}{1 + \frac{\sigma_a}{4000} \left(1 - \frac{\xi_0}{1,1} \right)}. \quad (7)$$

По аналогии с формулой (7) для железобетона и для стеклопластиковых элементов ξ_R может быть определен по следующей формуле:

$$\xi_R = \frac{\xi_0}{1 + \frac{R_a - \sigma_a}{\sigma_a'} \left(1 - \frac{\xi_0}{\frac{h}{h_0}} \right)}. \quad (8)$$

или

$$\xi_R = \frac{\xi_0}{\frac{\sigma_a}{1000} \left(\frac{1 - \xi_0}{1,1} \right)}. \quad (9)$$

Формула (9) предлагается для всех бетонов и ее структура позаимствована из СНиП II-21-75. Здесь вид бетона учитывается в члене ξ , а σ_0 определяется по формуле (5).

При кратковременном нагружении балок в формуле (5) принята опытная величина относительной предельной сжимаемости бетона ϵ_y .

Авторами статьи были испытаны до разрушения балки из бетона на литонной пемзе, армированные стеклопластиковой арматурой (СПА) и отличающиеся друг от друга только интенсивностью предварительного напряжения арматуры. Балки испытывались на изгиб как однопролетные свободно опертые, нагруженные в третях пролета двумя сосредоточенными силами. Во всех балках зону чистого изгиба принимали одинаковой — равной 50 см.

Для испытанных балок, армированных СПА, получены следующие значения: при $\sigma_0 = 0,0 \sigma_n$; $\xi_R = 0,15$; при $\sigma_0 = 0,3 \sigma_n$; $\xi_R = 0,22$; при $\sigma_0 = 0,6 \sigma_n$; $\xi_R = 0,35$.

В табл. приведены прочностные характеристики балок, испытанных под кратковременно действующей нагрузкой. Нетрудно заметить, что несущая способность стеклопластбетонных балок повышается с увеличением интенсивности предварительного напряжения СПА.

В табл. расчетные величины разрушающих изгибающих моментов определены по формуле:

$$M = R_{np} \cdot b \cdot x (A_s - 0,5x), \quad (10)$$

где теоретическая величина ξ_R определяется по формуле (9) (столбцы 6 и 7 табл.), а экспериментальное значение $x^{оп}$ взято на испытанных балках перед их разрушением (столбец 11).

Таблица

Результаты испытаний стеклопластбетонных балок при кратковременной нагрузке

Серия балок	Шифр балок	R_k^*	R_{np}^{**}	σ_0/σ_n	ξ_R	A_R	M_R^*	M_R^{**}	$M_R^p, M_R^{оп}$	$x^{оп}$
I	БПНО-1	324	250	0	0,15	2,55	801	775	1,01	3
	БПНО-2			0				760	1,05	2,6
	БПНО-3-1			0,3				1055	0,98	3,2
II	БПНО, 3-2	315	249	0,3	0,22	3,40	1036	1100	0,94	3,6
	БПНО, 3-3			0,3				1020	1,01	3,8
	БПНО, 3-4			0,3				1090	0,95	3,3
III	БПНО, 6-1	320	246	0,6	0,31	5,27	1490	1460	1,02	5
	БПНО, 6-2			0,6				1510	0,98	5,2
	БПНО, 6-3			0,6				1435	1,03	5,8
	БПНО, 6-4			0,6				1425	1,04	5

Примечание: *, ** — средняя величина кубиковой и призмочной прочности бетона, определенная по результатам испытаний шести кубов и шести призм.

Максимальное расхождение между расчетными и опытными величинами разрушающих моментов не превышает $\pm 10\%$.

С точки зрения полного использования сопротивления стеклопластиковой арматуры, оптимальным является сечение, для которого соблюдается условие $\chi = \frac{1}{2} \eta_{\text{ср}}$ при возможно большем значении σ_s — величины напряжений в преднапряженной СПА растянутой зоны.

Расчет по прочности по нормальным сечениям стеклопластобетонных конструкций можно вести по методике СНиП П-21-75 с учетом формул (3, 4, 9).

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 15. V. 1981

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Новое в проектировании бетонных и железобетонных конструкций. Под редакцией д-ра технических наук, проф. А. А. Гвоздева, М., 1978.

Բ Ո Վ Ա Ն Դ Ա Կ Ո Ւ Ց Ո Ւ Ն

Հ

- Գ. Տ. Աղոց: Տեխնիկական գիտությունների խնդիրները ՍԽԿԿ 26-րդ համագումարի որոշումների լույսի տակ 3

ՄԵԹԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

- Ա. Շ. Շահպետեյան: Հար ընկալի մեխանիզմների մոտարկման հիմնքի գԱՊՍԻՆՏ ավտոմատացված համակարգը 8
- Բ. Պ. Զավախյան: Հարթ ճոճալծակով բուռնցքային մեխանիզմների հիմնական լատերի անալիտիկ որոշումը 13
- Վ. Ա. Ավալյան: Մեղղատամ ղյանակահ ատամնավոր պուլզի թրթռման մոդելը հարվածներով կառույցի ղեկավարում 26

ՀԻՆԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԵԽԱՆԻԿԱ

- Բ. Պ. Մարտիրոսյան: Գերլուստանալի աղղնցությունը փափուկ ղրուտներում սեյսմիկ ալիքի աարածման վրա 31

ՋԵՐՄԱՏՆԵՆԻԿԱ

- Լ. Տ. Առլույան, Բ. Զ. Մարտիրոսյան: Եռաբաղման վատակալը կուտակատային կոնդենսատորներում և էներգարությունների ղեղեններում ղ համակարգի ղարգացումը 39

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈԹԵՐ

- Գ. Գ. Մուրադյան: Ողակաձև բրիկետային մամլիչի մամլման ղուլզի ՕԳԳ-ի որոշման վերաբերյալ 46
- Բ. Ա. Հովսեփյան: Զայնառնղացուցչային համակարղերում ձայնաբանական հակաղարձ կաղի հետաղոտման վերաբերյալ 51
- Է. Մ. Աղալարյան, Բ. Ա. Ավետիսյան: Աղակնաղատութոնյա էլեմենտների նաղաղ կտրվածղների աղուղյան հետաղոտումը 55

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
<i>Г. Т. Аюхан.</i> Задачи технических наук в свете решений XXVI съезда КПСС . . .	3

МАШИНОСТРОЕНИЕ

<i>С. III Шахпаров.</i> Автоматизированная система аппроксимационного синтеза плоских рычажных механизмов «АПСИН»	3
<i>Р. II Джанахян.</i> Аналитическое определение основных размеров кулачковых механизмов с плоским коромыслом	18
<i>В. А. Алабян.</i> Модель вибрации прямозубой цилиндрической передачи при наличии удара в зацеплении	26

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

<i>Р. П. Мартиросян.</i> Влияние дилатансии на распространение сейсмической волны сдвига в мягких грунтах	31
---	----

ТЕПЛОТЕХНИКА

<i>Э. Т. Крлюян, В. Э. Марухян.</i> Ухудшение вакуума в контактных конденсаторах и развитие регенеративной системы энергоблока	39
--	----

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

<i>Г. Г. Мусасянян.</i> К вопросу определения КПД прессующей пары кольцевого брикетного пресса	46
<i>Р. С. Оиселян.</i> К исследованию акустической обратной связи в звукоусилительных системах	51
<i>Э. М. Агаджарян, Р. С. Аветисян.</i> Исследование прочности нормальных сечений стеклопластбетонных элементов	55

