

Киселев С. С.

**МЕТОДЫ ПОСТРОЕНИЯ РЯДОВ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**



Санкт - Петербург

2007 год

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ**



ПОБЕДИТЕЛЬ КОНКУРСА ИННОВАЦИОННЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ПРОГРАММ ВУЗОВ

С.С. Киселев

МЕТОДЫ ПОСТРОЕНИЯ РЯДОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ



Санкт-Петербург

2007

УДК 681.833

Киселев С.С. Методы построения рядов зубчатых передач внешнего зацепления. СПб: СПб ГУ ИТМО, 2007. 111 с.; ил.

Зубчатые передачи являются элементами устройств не только в машиностроении, приборостроении, но и в микросистемной и нанотехнике.

Возможность построения рядов передач приводит к понятию стандартного зубчатого колеса, основной характеристикой которого является число зубьев. Изложенные в работе методы построения рядов позволяют подбирать пары чисел зубьев шестерен и колес для практически любой густоты ряда. Данные методы можно применять для любых зубчатых передач внешнего зацепления.

Монография адресована инженерам-расчетчикам, конструкторам и другим специалистам по проектированию и конструированию зубчатых передач. Она также может быть использована как учебное пособие для бакалавров, инженеров и магистров при выполнении курсовых, дипломных и исследовательских работ.

Рецензенты:

Б.П. Тимофеев, доктор технических наук, профессор;

В.М. Медунецкий, доктор технических наук, профессор,

В.Д. Брицкий, кандидат технических наук, доцент.

ISBN 5-7577-0325-3



В 2007 году СПбГУ ИТМО стал победителем конкурса инновационных образовательных программ вузов России на 2007–2008 годы. Реализация инновационной образовательной программы «Инновационная система подготовки специалистов нового поколения в области информационных и оптических технологий» позволит выйти на качественно новый уровень подготовки выпускников и удовлетворить возрастающий спрос на специалистов в информационной, оптической и других высокотехнологичных отраслях экономики.

© Санкт-Петербургский государственный университет
информационных технологий, механики и оптики, 2007

© С.С. Киселев, 2007

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
Глава 1. Системы редукторов	11
1.1. Системы планетарных передач	11
1.2. Системы цилиндрических передач	13
1.3. Настоящее систем редукторов	17
1.4. Краткий анализ систем редукторов	25
1.5. Коробки передач в станкостроении	28
1.6. О точности вычисления передаточных чисел	29
Глава 2. Одноступенчатые передачи	32
2.1. Общая таблица передаточных чисел и некоторые ее свойства	32
2.1.1. Построение общей таблицы передаточных чисел	32
2.1.2. Полосы «равных» значений в общей таблице	34
2.1.3. Эквивалентные значения	38
2.1.4. Рабочая область общей таблицы передаточных чисел	39
2.1.5. Полосы рядов передаточных чисел	40
2.1.6. Опорные точки	41
2.1.7. Частота распределения передаточных чисел в общей таблице	42
2.1.8. Частота распределения чисел зубьев в общей таблице	44
2.1.9. Величина шага дискретности передаточных чисел	46
2.1.10. Коэффициент торцевого перекрытия	49
2.2. Методы подбора пар чисел зубьев	52
2.2.1. Ряды передаточных чисел	52
2.2.2. Минимальное количество зубчатых колес и шестерен	54
2.2.3. Методы подбора пар чисел зубьев	59
2.3. Примеры подбора пар чисел зубьев для ряда	60
2.3.1. Построение ряда передаточных чисел	60

2.3.2. Минимальное количество зубчатых колес и шестерен	62
2.3.3. Подбор чисел зубьев методом «горизонтальных» прямых	64
2.3.4. Подбор чисел зубьев методом «вертикальных» прямых....	65
2.3.5. Применение методов для других типов передач	68
Глава 3. Многоступенчатые передачи	69
3.1. Разбиение общего передаточного числа по ступеням.....	69
3.1.1. Равные значения передаточных чисел.....	69
3.1.2. Соосные зубчатые передачи	71
3.1.3. Неравные значения передаточных чисел на ступенях	74
3.2. Пример соосной двухступенчатой передачи.....	81
3.2.1. Равные значения передаточных чисел на ступенях	81
3.2.2. Неравные значения передаточных чисел на ступенях	85
3.3. Пример построения ряда трехступенчатой передачи.....	89
3.3.1. Разбиение передаточного числа по ступеням	89
3.3.2. Построение ряда передаточных чисел.....	90
3.3.3. Минимальное количество зубчатых колес и шестерен	90
3.3.4. Подбор пар чисел зубьев	92
Послесловие	95
Список литературы	97
История кафедры	107

Родным и близким
посвящается

ВВЕДЕНИЕ

Основополагающая тенденция развития современного производства состоит в том, что наиболее новые конструкции и технологии быстрее находят своего покупателя и, как следствие, производитель получает большую прибыль и большие возможности для развития производства. Такая, экспансивная, схема развития побуждает всех участников производственного процесса – от разработки и производства до продаж конечному потребителю – к все более высокой производительности и мобильности.

Именно потребитель, оплачивая купленный товар, определяет жизнеспособность конкретного продукта и целесообразность его производства. Приобретенный товар, удовлетворяя определенную потребность, одновременно служит и мерилом производства. Это справедливо для производства любых товаров и услуг.

Зубчатые передачи уже не одно столетие находят широкое применение в машиностроении в виде редукторов, коробок перемены передач и других преобразователей вращательного движения. Простота и надежность в использовании являются их несомненным достоинством. В современных микро- и наномеханизмах зубчатые передачи также находят широкое применение.

Конструктивно зубчатые передачи являются связующим звеном между приводом и рабочим органом и преобразуют вращательное движение, при котором происходит изменение величины угловой скорости и крутящего момента, от привода к рабочему органу. При этом, если мы используем редукторы, то уменьшается угловая скорость и возрастает момент, а в случае

мультипликаторов угловая скорость увеличивается, а момент, соответственно, уменьшается. Постоянная величина изменения скорости и момента есть передаточное число зубчатой передачи. В отличие от редукторов и мультипликаторов, коробки перемены передач позволяют в процессе движения сделать эти величины переменными.

Рассматривая любой механизм, имеющий подвижные части, найдем в его составе передаточные механизмы вращательного движения – как в механизмах микромеханики и вычислительной техники (принтеры, сканеры и т.д.), так и в механизмах предельной грузоподъемности (горнорудные экскаваторы, самосвалы и т.д.) и энергонасыщенности (ракеты, самолеты, корабли и т.д.). Этим и объясняется широта применения зубчатых передач – как самостоятельных механизмов, так и входящих в состав более сложных устройств.

В настоящее время для конечного потребителя наиболее важными требованиями, предъявляемыми к зубчатым передачам, является предельно точное соответствие заданной угловой скорости на выходном валу, максимальная долговечность, минимальная шумность и т.д. Крупнейшие предприятия по производству редукторов и зубчатых передач, не только в России, но и за рубежом, серийно предлагают весьма скромные ряды для последовательностей передаточных чисел. Так, у многих производителей ряд одноступенчатых цилиндрических передач представлен всего шестью передаточными числами (1.6, 2.0, 2.5, 3.15, 4, 5), для двухступенчатых цилиндрических соосных – (8, 10, 12.5, 16, 20, 25). Но покупателя интересует некоторое конкретное число оборотов выходного вала с заданной точностью для выбранной мощности двигателя. Производитель зачастую не может предложить данное значение из стандартно выпускаемого ряда.

Для решения обозначенной проблемы в настоящее время известны следующие способы:

а) дополнительно устанавливается электронный преобразователь частоты вращения вала электродвигателя (стоимость которого в 1.5–3 раза превышает стоимость самого редуктора);

б) конструируется индивидуальная зубчатая передача для конкретного потребителя (при этом увеличиваются сроки проектирования и изготовления, а также и стоимость изделия);

в) потребитель конструирует свой механизм под конкретные технические характеристики передаточного механизма.

В настоящее время в промышленности зубчатые передачи представлены достаточно широким разнообразием видов – это и планетарные, и циклические, и конические, и волновые и т.д., причем каждый из перечисленных видов имеет достаточно большое многообразие.

С определенной степенью приближения можно выделить передачи с внешним зацеплением. К ним относятся цилиндрические эвольвентные и неэвольвентные (Новикова, цевочные, червячные, гипоидные и др.), конические и далее. Области практического применения каждой из них определены. Для передач внешнего зацепления (с постоянным передаточным отношением) передаточное число определяется как отношение чисел зубьев ведомого колеса к числу зубьев ведущего.

Именно таким передачам и посвящена данная работа.

В первой главе рассматриваются работы И.В. Сигова и А.Г. Снесарева, которые определили понятие систем редукторов и принципы их построения. Они предложили стандартизацию и унификацию некоторых типов планетарных и цилиндрических зубчатых передач. Они определили современное состояние редукторостроения в России. В этой же главе приведены примеры современных систем зубчатых передач российского предприятия «НТЦ Редуктор» и германского – «Flender». Далее рассмотрены вопросы точности представления рациональных чисел, которые являются неотъемлемой частью вопросов построения рядов передаточных чисел.

Вторая глава посвящена одноступенчатым передачам. Сначала описывается построение общей таблицы передаточных чисел и приводятся основные ее свойства. Здесь рассмотрены вопросы построения рядов передаточных чисел. Показана зависимость частоты использования передаточных чисел и чисел зубьев колес при выборе различных начальных данных. Описаны методы подбора пар чисел зубьев, определено минимальное количество зубчатых колес и шестерен для ряда передаточных чисел. Приведены примеры подбора пар чисел зубьев методом горизонтальных и вертикальных прямых.

Третья глава посвящена рассмотрению вопросов, связанных с многоступенчатыми передачами.

Здесь рассматриваются вопросы разбиения общего передаточного числа по ступеням. Разбиение может быть представлено линейными и нелинейными зависимостями. Показана взаимосвязь разбиения с выбором одной из двух точек максимального значения передаточного числа на первой ступени или максимального передаточного числа на последней. Здесь же рассмотрены вопросы разбиения передаточных чисел для соосных передач с одинаковыми и с разными модулями на ступенях. Приведены примеры применения методов для построения рядов двухступенчатых соосных, несоосных и трехступенчатых передач.

Результаты работы позволяют по-новому рассматривать вопросы стандартизации зубчатых передач. Показано, что нет необходимости производить всевозможные зубчатые колеса для удовлетворения всех потребителей по всем возможным передаточным числам с заданной точностью. Так, для одноступенчатой передачи в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел от 1,8 до 8 для цилиндрических передач внешнего зацепления можно получить с погрешностью не более 6% любое заданное потребителем передаточное число, используя всего 5 шестерен и 5 зубчатых колес, при этом количество передаточных чисел в ряду составляет всего 28,

для соосных передач возможно построение ряда, состоящего из 40–44 передаточных чисел.

К стандартизации зубчатых колес необходимо стремиться любому предприятию, которое изготавливает изделия на их основе. Если принять стоимость изготовления редуктора за 100%, то 40–70% приходится на стоимость зубчатых колес, остальное – это стоимость корпуса и стандартных комплектующих. Ограниченная номенклатура зубчатых колес увеличивает серийность изготовления. Появляется возможность реализовать на практике результаты исследований, связанных с увеличением прочности и точности каждого зубчатого колеса.

Автор выражает глубокую признательность всем сотрудникам кафедры мехатроники Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики за внимательность и понимание решаемых проблем. Д.т.н. Б.П. Тимофеев поставил задачу построения рядов зубчатых передач, результаты решения которой представлены в данной работе. Его спокойствие, выдержка и немногословность стимулировали максимально тщательное и последовательное решение вопросов. В беседах с к.т.н. В.Д. Брицким началось приобщение к проблемам зубчатых передач и плодотворное обсуждение полученных результатов. Огромную благодарность хочется выразить д.т.н. В.М. Мусалимову, д.т.н. В.М. Медунецкому и д.ф.-м.н. И.Ю. Попову за внимательное отношение к работе. Отдельные слова благодарности – А.М. Блиновой, с ее «легкой руки» началось активное продвижение в работе.

За внимательное, критическое прочтение, замечания, насыщенные беседы и обсуждение огромная благодарность к.т.н. В.И. Парубцу.

Самые искренние слова благодарности – родным и близким автору людям. Только благодаря им череда будней превращается в осмысленную последовательность действий. Их поддержка, иногда и молчаливая, терпение

и понимание позволили автору представить широкой аудитории данный труд.

Все пожелания и замечания по поводу монографии автор просит направлять по адресу: 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49, СПб ГУ ИТМО, кафедра мехатроники, к.т.н., доценту Киселеву С.С. или по e-mail: kiselev@mail.ifmo.ru.

ГЛАВА 1. СИСТЕМЫ РЕДУКТОРОВ

Первые зубчатые передачи были случайно найдены в пластах каменного угля, образование которых относится к 2500 году до нашей эры. Первые описания и применения передач относятся к 11 веку нашей эры. Именно с этого времени принято отсчитывать начало использования зубчатых передач как механизмов преобразования вращательного движения. За истекший период они непрерывно улучшались и совершенствовались, появлялись новые виды.

К настоящему времени любое предприятие, имеющее оборудование для изготовления зубчатых передач и корпусов, вводит свои нормалы для расчета и производства, пытаясь в той или иной мере провести унификацию и стандартизацию узлов, деталей, технологических процессов и т.д., опираясь на накопленный опыт. Предприятия разрабатывают свои know-how, которые по своему уровню зачастую уступают лучшим мировым образцам, решают частные вопросы без должного научного подхода, опираясь на интуицию и знания разработчика.

Аналогичная ситуация складывалась в СССР в конце 60-х годов, когда впервые были поставлены вопросы унификации и стандартизации. Тогда потребность машиностроения страны в редукторных приводах оценивалась в объеме около 400 тыс. штук, кроме того, на нужды сельского хозяйства требовалось еще около 1000 тыс. штук, количество только цилиндрических зубчатых колес, согласно [97], составляло более 60 млн.

1.1. Системы планетарных передач

В СССР первым ученым, который поставил и решил задачу унификации и стандартизации планетарных и цевочных передач общего назначения, был И.В. Сигов. До защиты диссертации им было опубликовано свыше 45 работ и

получено 4 авторских свидетельства на изобретения. Наиболее серьезные результаты исследований автора собраны в работе [97].

В качестве наиболее важных критериев технического совершенства редуктора И.В. Сиговым было предложено использовать коэффициент полезного действия (к.п.д.), вес, отнесенный к величине крутящего момента на выходном валу, а также себестоимость, отнесенную к единице веса. Себестоимость серийного производства планетарных редукторов – примерно того же порядка, что и для соответствующих по эксплуатационным параметрам цилиндрическим редукторам.

Опросы потребителей, проведенные ЦНИИТМАШ в конце 60-х годов, выявили, что нормализацию и унификацию планетарных передач следует проводить для следующих схем и исполнений редукторов:

- планетарные зубчатые по схеме 2К-Н,
- планетарные зубчатые по схеме 3К,
- планетарные цевочные по схеме К-Н-V.

Параметрические ряды для каждого типа редукторов построены с учетом момента на выходном валу и коэффициента себестоимости с использованием эмпирических зависимостей.

Ряд планетарных зубчатых редукторов по схеме 2К-Н строился на основе несущей способности водила, основной характеристикой которого является диаметр. Определив диаметр водила, можно найти все остальные конструктивные параметры передачи. Поэтому вполне естественно принимать этот параметр за исходный при нормализации ряда. Построение нормальных рядов базируется на рядах предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-56.

Ряд планетарных зубчатых передач по схеме 3К строился на основе того, что нагрузочная способность, долговечность и габариты редуктора этого типа определяются в основном двумя факторами: изгибной прочностью

зубьев венцов сателлитов и долговечностью подшипников сателлитов. Решающее влияние изгибной прочности зубьев в передачах ЗК является специфическим обстоятельством, которое позволяет определять диаметр водила и строить для него параметрические ряды.

Исторически планетарные цевочные передачи по схеме К-Н-V появились незадолго до 1940 года в Германии и Японии. В СССР работы начались в 1948–49 годах. И.В. Сиговым были разработаны методики расчета геометрии, распределения нагрузки по сателлитам, проведены эксперименты по исследованию распределения нагрузок между сателлитами, выбран главный параметр для параметризации – диаметр цевочного колеса. Построение нормальных рядов также базируется на рядах предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-56.

И.В. Сигов первым установил аналитическую связь между эксплуатационными и конструктивными параметрами. Он показал, что во всех случаях имеется некоторый главный конструктивный параметр (диаметр водила и диаметр цевочного колеса), на базе которого строится вся конструкция и который вполне однозначно связан с моментом на выходном валу. Именно на основе этого параметра и строится ряд.

1.2. Системы цилиндрических передач

В конце 70-х – начале 80-х годов Г.А. Снесаревым была «создана теория, позволяющая разрабатывать системы редукторов, которые удовлетворяют объективным критериям оптимальности. В качестве таких критериев принимается минимум суммарных народнохозяйственных затрат на изготовление редукторов, комплектуемых ими машин и эксплуатацию редукторов за весь срок их службы или «минимум суммарной трудоемкости изготовления редукторов на программу» [31]. Необходимость построения рядов редукторов диктовалась требованиями промышленности. Начало коренному изменению положило Постановление Совета Министров СССР

«О дальнейшем увеличении производства нормализованных редукторов ...» № 820 от 1968 года.

Несмотря на большое количество публикаций (свыше 50 статей и более 5 монографий), наиболее стройное, логически завершенное и полное описание методов построения рядов изложены в диссертации Г.А. Снесарева [31] на соискание ученой степени доктора технических наук.

Создание ряда редукторов – проблема качественно иная, чем разработка индивидуального редуктора. Критерии оптимальности отдельного редуктора и ряда редукторов различны. Вопросы параметризации, номенклатуры, технического уровня, надежности и унификации в значительной мере присущи только рядам редукторов и решаются иначе, чем в индивидуальных случаях.

При построении систем редукторов Г.А. Снесарев сначала проводит оптимизацию по номенклатуре и типам. Номенклатура, близкая к полной, получена путем анализа обследования отечественного редукторостроения, проведенного ЦСУ СССР в 1975 году по предложению Г.А. Снесарева. При этом считалось, что редукторы ограниченно взаимозаменяемы, а централизованное производство определенного типа с малой потребностью экономически нецелесообразно. Анализ большого количества машин, в которых использованы неоптимальные редукторы, показывает, что вызванные этим потери изменяются в широких пределах. Средняя величина, отнесенная к цене редуктора, составляет 0,35. Это позволило определять номенклатуру производства путем исключения типов, потребность в которых ниже порога серийности.

На основании данных о полной потребности в редукторах и относительной заинтересованности все типы редукторов располагаются в порядке убывания годового выпуска. Из полученного ряда отбрасываются члены, потребность в которых меньше некоторого порога.

По мнению Г.А. Снесарева, сопоставление натуральных показателей не может дать обобщенной оценки редуктора. Технический уровень как мера инженерного совершенства редуктора должен характеризоваться числом, которое определяется соотношением затрат и результатов. В качестве меры технического уровня принималась относительная масса

$$\gamma = \frac{m}{T},$$

где m – масса редуктора, T – величина номинального крутящего момента.

При росте технического уровня редуктора его цена возрастает, а цена комплектуемой машины из-за применения редуктора меньшего размера уменьшается. Это позволило найти оптимальный технический уровень редуктора по критерию минимума суммарной цены редуктора и машин.

Вопросы унификации, рассмотренные Г.А. Снесаревым, чрезвычайно важны при построении систем редукторов. Унификация есть уменьшение разнообразия составных частей. Частным, но важнейшим ее видом является применение одинаковых деталей в разных редукторах. Главная цель унификации – снижение себестоимости и повышение качества за счет увеличения серийности (годового выпуска) и уменьшения эксплуатационных расходов и, как следствие, уменьшение номенклатуры деталей и запасных частей. Одновременно масса редукторов возрастает в соответствии с «основным законом унификации» за счет применения более тяжелых деталей. К аналогичному результату приводит унификация корпусов для всего набора передаточных чисел, предусмотренного в редукторе. При рациональной унификации может быть достигнута экономия металла за счет повышения коэффициента его использования.

Главной объективной причиной различия деталей одного назначения является неодинаковость нагрузок. Следовательно, важнейшим условием рациональной унификации деталей является унификация нагрузок. Г.А. Снесаревым разработан нормальный ряд крутящих моментов, единый

для всех типов редукторов, который обеспечивает одинаковость нагрузок и, в пределах, отсутствие перенапряжения редукторов при унификации. Единый ряд моментов является важнейшим признаком системы и не зависит от типа редуктора, передаточного числа, частоты вращения валов. Унификация нагрузок создает условия для рациональной унификации передач, валов, подшипниковых узлов, присоединительных размеров разных редукторов. Редуктор имеет несколько предельных состояний, в которых передаваемая нагрузка может ограничиваться разными условиями. Важно, что для контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев расчетным является наибольшее передаточное число.

Параметрические стандарты на передачи строятся на основе прогрессий. Должен быть регламентирован минимальный набор основных параметров, определяющих унификацию и взаимозаменяемость. В цилиндрических, червячных и глобоидных передачах главным параметром является межосевое расстояние.

Требование единства законов построения рядов главных параметров и основных характеристик – крутящих моментов – позволяет использовать только геометрические прогрессии. По тому же принципу должны строиться и ряды основных параметров.

Проведенный Г.А. Снесаревым анализ статистического исследования потребностей приводит к наименьшему шагу численных значений главных параметров, равному 1.12, который совпадает со знаменателем ряда R20 предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-56. Единый ряд передаточных чисел и отношений имеет следующий вид: 1,0; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 28,0; 31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100; 112; 123; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500. Ряд номинальных передаточных чисел отдельных передач является выборкой из данного ряда.

Опыт конструирования редукторов показывает, что для коэффициентов ширины достаточно ряда R10 со знаменателем 1,25. Единый ряд имеет вид: 0,08; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25. Коэффициент ширины является выборкой из единого ряда.

1.3. Настоящее систем редукторов

Достаточно подробные выдержки из работ И.В. Сигова и Г.А. Снесарева показывают логику построения систем редукторов. Сначала рассматриваются вопросы выбора типа передач, они опираются на широкие опросы потребителя и экономическую целесообразность изготовления данного типа редуктора. Далее для каждого выбранного типа определяются главные параметры, лимитирующие величину нагрузки, они в дальнейшем выстраиваются в единый ряд по геометрической прогрессии согласно ряду предпочтительных чисел с заданным коэффициентом прогрессии.

Как видно, объектом стандартизации и взаимозаменяемости является весь редуктор. Основными потребительскими качествами редуктора можно считать долговечность, массогабаритные характеристики, шумность работы и т.д. Как известно, эти характеристики определяются в первую очередь качеством и точностью изготовления каждого отдельного колеса. Взаимосвязь точности и качества отдельных колес и всего редуктора для цилиндрических передач отражена в ГОСТ 1643-81 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски», которые вышел взамен ГОСТ 1643-72. Но сложность вопроса такова, что ГОСТы не смогли в полной мере решить данные вопросы и породили критические замечания [98, 99].

Кроме того, из работ И.В. Сигова и Г.А. Снесарева видно, что основными признаками системы редукторов являются ряды главных параметров, методы построения рядов сводятся к округлению в большую сторону расчетных значений согласно ряду предпочтительных чисел и выбранному коэффициенту геометрической прогрессии.

В настоящее время редукторные заводы России (например, НТЦ «Редуктор») предлагают следующие стандартные ряды цилиндрических передач:

- одноступенчатые редукторы (табл. 1.3.1 и рис. 1.3.1);
- двухступенчатые несоосные редукторы (табл. 1.3.2 и рис. 1.3.2);
- трехступенчатые редукторы (табл. 1.3.3 и рис. 1.3.3)..

Таблица 1.3.1

№	1	2	3	4	5
U	1,6	2	2,5	3,15	4
q	1,250	1,250	1,260	1,270	1,250

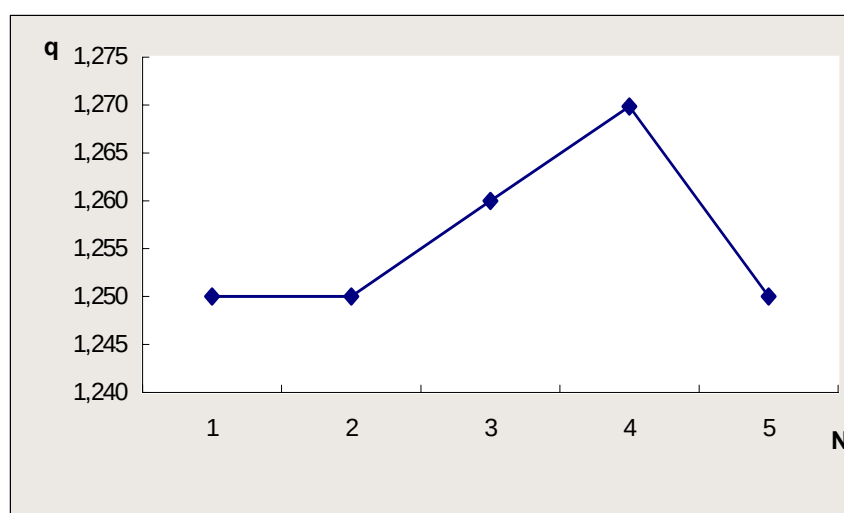
Рис. 1.3.1. Коэффициент прогрессии q одноступенчатой передачи

Таблица 1.3.2

№	1	2	3	4	5	6
U	8	10	12,5	16	20	25
q	1,250	1,250	1,280	1,250	1,250	

Несмотря на достаточно скромное количество передаточных чисел для каждой передачи, ряд чисел оборотов выходного вала выстраивается в стройную систему (см. табл. 1.3.4 и рис. 1.3.4).

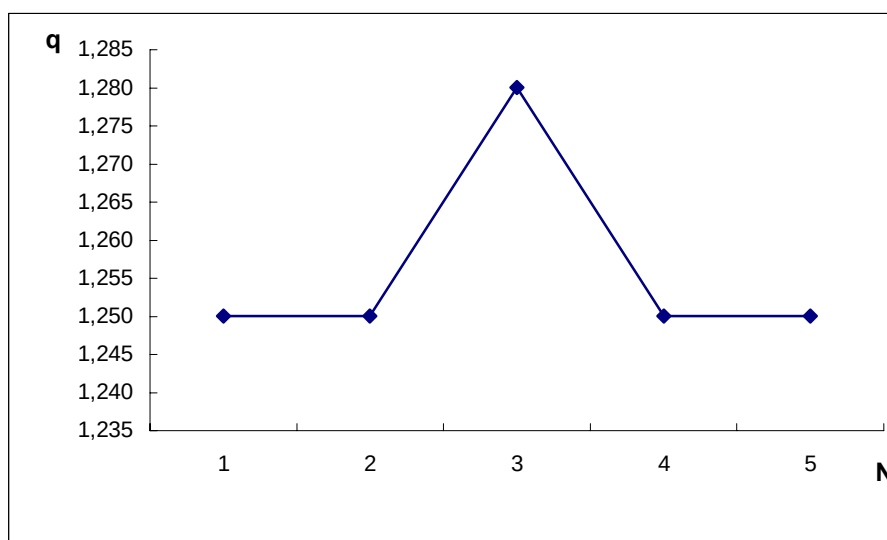
Рис. 1.3.2. Коэффициент прогрессии q двухступенчатой передачи

Таблица 1.3.3

№	1	2	3	4	5	6	7	8
U	40	50	63	71	80	90	100	125
q	1,250	1,260	1,127	1,127	1,125	1,111	1,250	

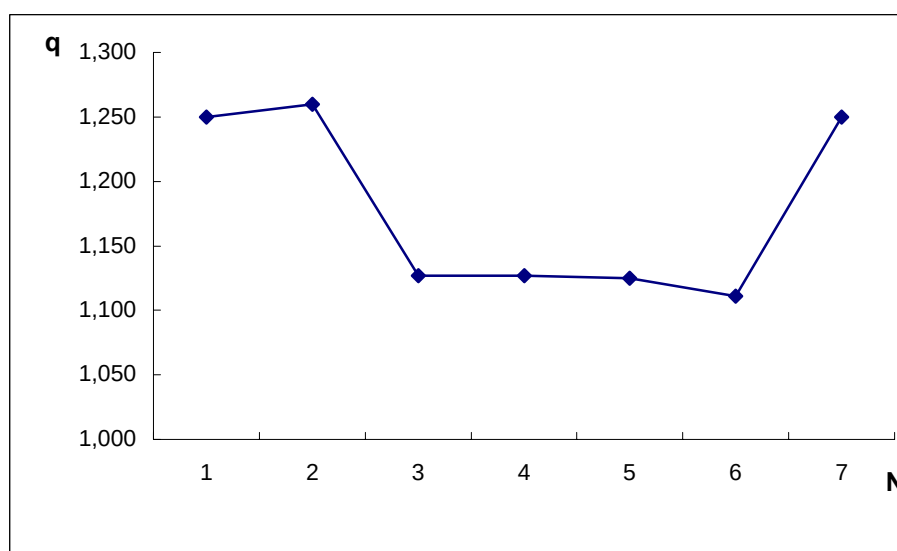
Рис. 1.3.3. Коэффициент прогрессии q трехступенчатой передачи

Таблица 1.3.4

№	1	2	3	...	31	32	33	34	35
U	450	400	355	...	14	12,5	9	7,1	5,6
q	1,125	1,127	1,127	...	1,120	1,389	1,268	1,268	

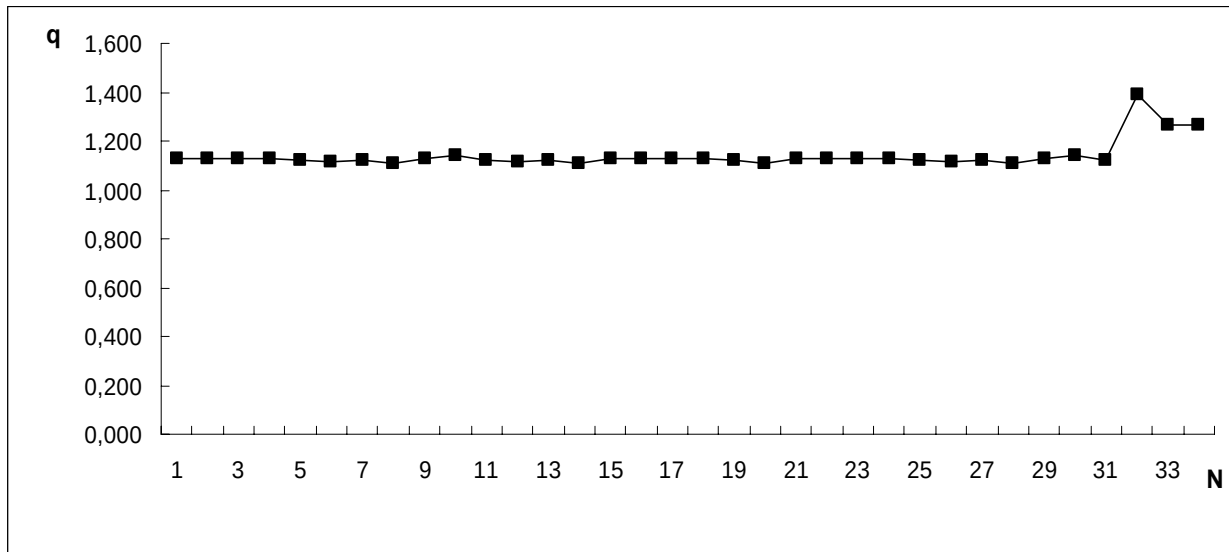


Рис. 1.3.4. Значения коэффициентов прогрессии q одно-, двух- и трехступенчатой передач

Германская фирма Flender предлагает следующие стандартные ряды:

- двухступенчатые несоосные редукторы(табл. 1.3.5 и рис. 1.3.5);
- трехступенчатые редукторы (табл. 1.3.6 и рис. 1.3.6);
- четырехступенчатые редукторы (табл. 1.3.7 и рис. 1.3.7).

Можно предположить, что выбросы передаточных чисел в табл. 1.3.5–1.3.7 и на рис. 1.3.5–1.3.7 связаны с использованием некоторых неудачно выбранных «стандартных» зубчатых колес.

Таблица 1.3.5

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
U	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5	40	50
q	1,111	1,120	1,116	1,120	1,125	1,127	1,127	1,250	

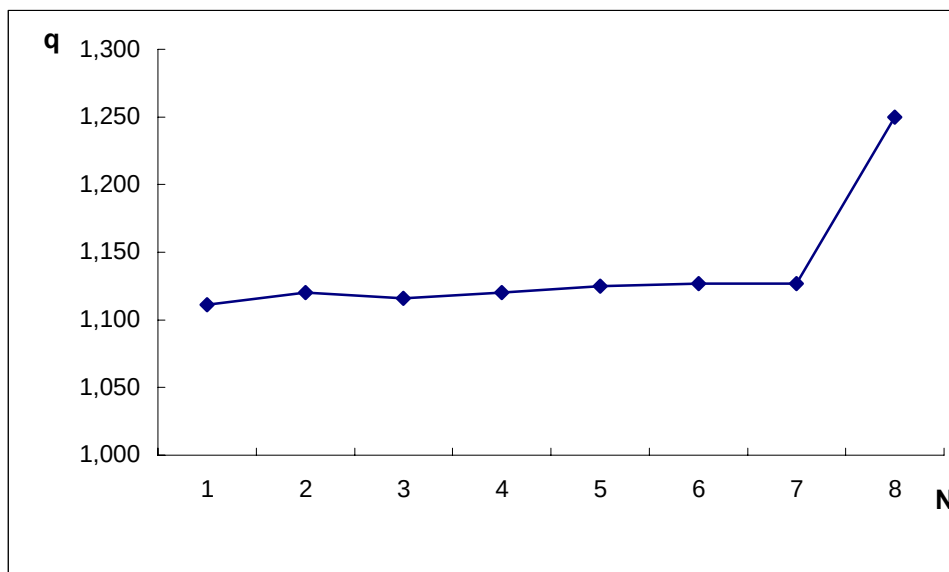
Рис. 1.3.5. Коэффициент прогрессии q двухступенчатой передачи

Таблица 1.3.6

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
U	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
q	1,143	1,125	1,111	1,120	1,116	1,120	1,125	1,127	1,127

№	10	11	12	13
U	40	50	56	63
q	1,250	1,120	1,125	1,125

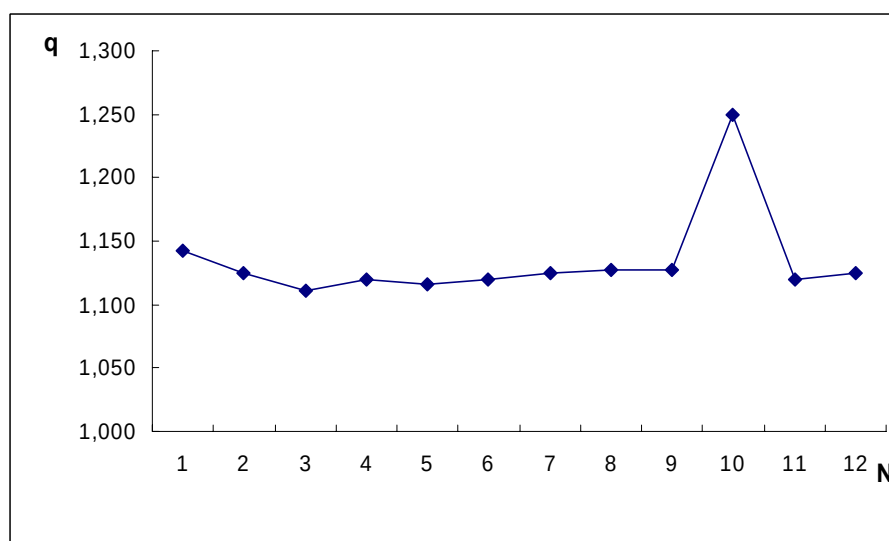
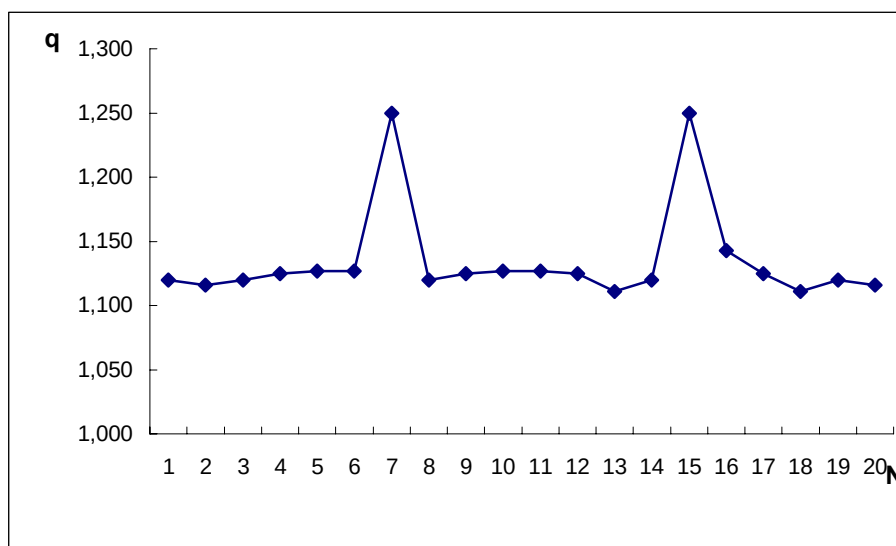
Рис. 1.3.6. Коэффициент прогрессии q трехступенчатой передачи

Таблица 1.3.7

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
U	20	22,4	25	28	31,5	35,5	40	50	56
q	1,120	1,116	1,120	1,125	1,127	1,127	1,250	1,120	1,125

№	10	11	12	13	14	15	16	17	18
U	63	71	80	90	100	112	140	160	180
q	1,127	1,127	1,125	1,111	1,120	1,250	1,143	1,125	1,111

№	19	20	21
U	200	224	250
q	1,120	1,116	

Рис. 1.3.7. Коэффициент прогрессии q четырехступенчатой передачи

Германская фирма «Nord» предлагает следующие стандартные ряды цилиндрических передач (например, НТЦ «Редуктор»):

- одноступенчатые редукторы (табл. 1.3.8 и рис. 1.3.8).
- двухступенчатые несоосные редукторы (табл. 1.3.9 и рис. 1.3.9).
- трехступенчатые редукторы (табл. 1.3.10 и рис. 1.3.10).

Таблица 1.3.8

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
U	1,35	1,54	1,81	2,04	2,32	2,83	3,18	3,6	8,10	9,11
q	1,141	1,175	1,127	1,137	1,220	1,124	1,132	2,250	1,125	

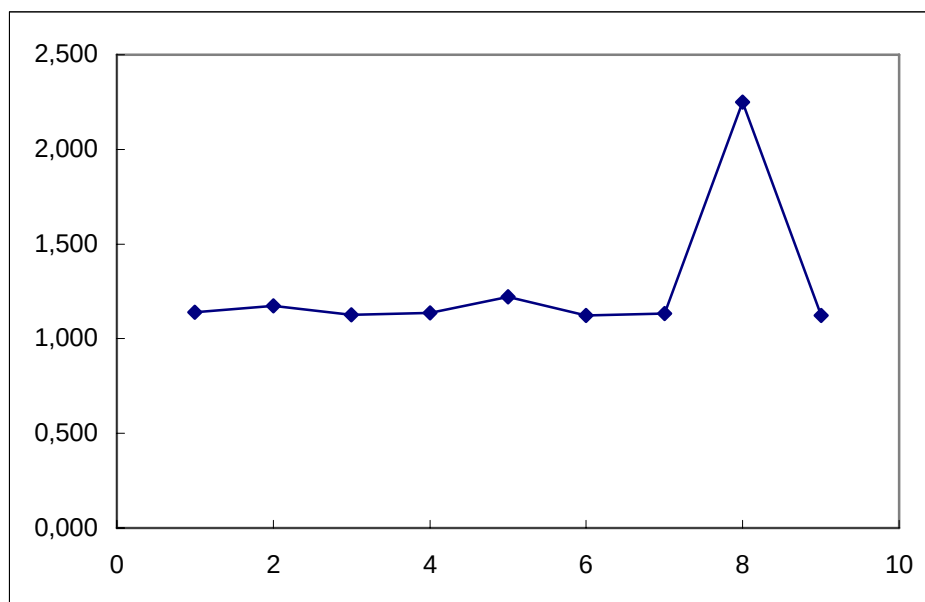
Рис. 1.3.8. Коэффициент прогрессии q одноступенчатой передачи

Таблица 1.3.9

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
U	2,96	3,39	3,98	4,32	4,49	4,93	5,79	6,53	7,28
q	1,145	1,174	1,085	1,039	1,098	1,174	1,128	1,115	1,078

№	10	11	12	13	14	15	16	17	18
U	7,85	9,65	10,70	13,39	16,73	18,79	21,28	25,92	29,15
q	1,229	1,109	1,251	1,249	1,123	1,133	1,218	1,125	1,070

№	19	20	21	22	23	24	25	26
U	31,19	35,07	38,31	43,09	47,87	53,84	61,35	72,63
q	1,124	1,092	1,125	1,111	1,125	1,139	1,184	

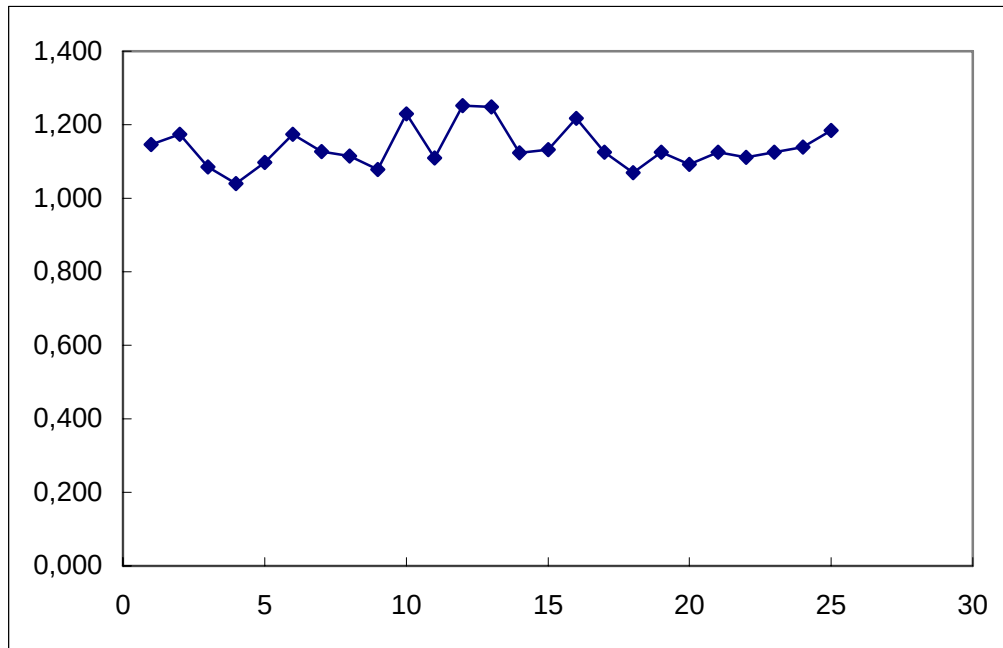
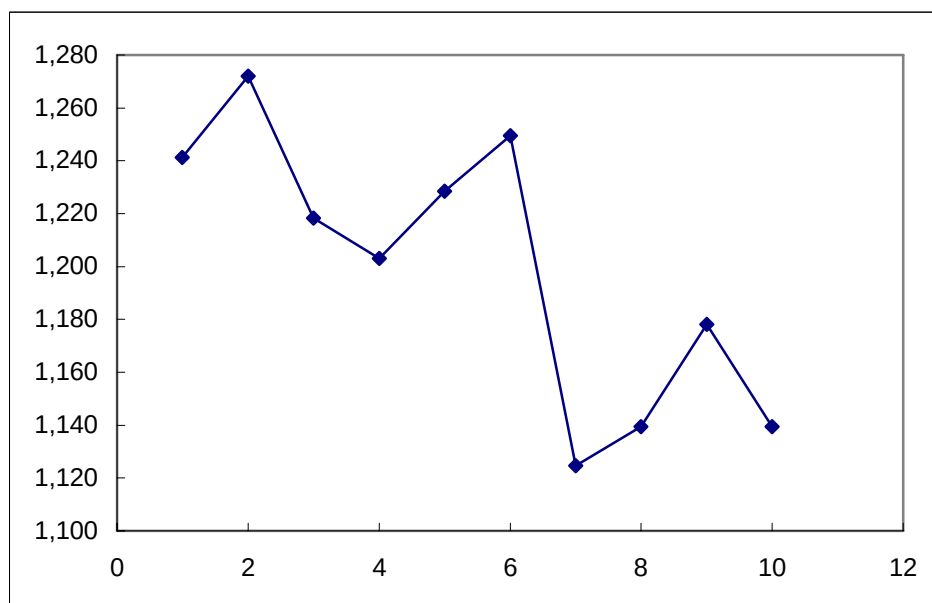
Рис. 1.3.9. Коэффициент прогрессии q двухступенчатой передачи

Таблица 1.3.10

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
U	68,85	85,47	108,72	132,45	159,36	195,78	244,62	275,12	313,48	369,34	420,83
q	1,241	1,272	1,218	1,203	1,229	1,249	1,125	1,139	1,178	1,139	

Рис. 1.3.10. Коэффициент прогрессии q трехступенчатой передачи

Как видно из табл. 1.3.8 и рис. 1.3.8, одноступенчатые передачи состоят из 10 передаточных чисел и имеют существенный «разрыв». Двухступенчатые передачи (табл. 1.3.9 и рис. 1.3.9) составляют ряд из 26 редукторов. Коэффициент прогрессии ряда изменяется от 1,039 до 1,251 со средним значением 1,138. У трехступенчатых редукторов коэффициент изменяется от 1,125 до 1,272. Неодинаковость коэффициентов может говорить о желании изготовителя повторно использовать некоторые зубчатые колеса для различных передаточных чисел.

1.4. Краткий анализ систем редукторов

Из приведенных в § 1.3 данных видно, что российские и зарубежные производители редукторов выпускают продукцию, достаточно существенно отличающуюся по коэффициентам прогрессии в ряду и, соответственно, количеству членов в ряду для каждого типа (одно-, двух- и трехступенчатых передач). В России, несмотря на небольшое количество передаточных чисел для каждого типа цилиндрических передач, конечный ряд можно считать весьма неплохим. Коэффициенты геометрической прогрессии во всех рассмотренных рядах имеют значения от 1.12 до 1.25, как и было рекомендовано в работах И.В. Сигова и Г.А. Снесарева.

Необходимо заметить следующее. Главные параметры, лимитирующие величину нагрузки (по И.В. Сигову и Г.А. Снесареву), – это диаметр водила, диаметры сателлитов и диаметры зубчатых колес, а они, как известно, связаны с числом зубьев (формула 1.3.1).

$$d = \frac{Zm}{\cos\beta}. \quad (1.3.1)$$

В существующих на сегодняшний день стандартах от диаметров перешли к межосевому расстоянию (формула 1.3.2).

$$a_w = \frac{(Z_1 + Z_2)m * \cos\alpha_t}{2 * \cos\beta * \cos\alpha_{tw}}. \quad (1.3.2)$$

Это значит, что через стандартные межосевые расстояния и модуль определяется суммарное число зубьев шестерни и колеса. Суммарные числа зубьев образуют линию, как показано в табл. 1.3.11.

Таблица 1.3.11

Z_2	Z_1								
	13	14	15	16		56	57	58	59
13	26	27	28	29		69	70	71	72
14	27	28	29	30		70	71	72	73
15	28	29	30	31		71	72	73	74
16	29	30	31	32		72	73	74	75
17	30	31	32	33		73	74	75	76
18	31	32	33	34		74	75	76	77
19	32	33	34	35		75	76	77	78
20	33	34	35	36		76	77	78	79
21	34	35	36	37		77	78	79	80
22	35	36	37	38		78	79	80	81
23	36	37	38	39		79	80	81	82
24	37	38	39	40		80	81	82	83
60	73	74	75	76		116	117	118	119
61	74	75	76	77		117	118	119	120
62	75	76	77	78		118	119	120	121
63	76	77	78	79		119	120	121	122
64	77	78	79	80		120	121	122	123
65	78	79	80	81		121	122	123	124
66	79	80	81	82		122	123	124	125
67	80	81	82	83		123	124	125	126
68	81	82	83	84		124	125	126	127
69	82	83	84	85		125	126	127	128
70	83	84	85	86		126	127	128	129
71	84	85	86	87		127	128	129	130

При совмещении табл. 1.3.11 и 2.1.2 увидим, что полосы передаточных чисел пересекают линии суммарных чисел зубьев. Забегая вперед, отметим, что в главе 2 этот факт обоснован (см., например, рис. 2.1.1 и 2.1.2).

Итак, при стандартных межосевых расстояниях (диаметрах водила, сателлита, зубчатого колеса) и определенном модуле подбор пар чисел зубьев сводится к определению «точки» пересечения линии суммарных чисел зубьев с полосами передаточных чисел. Практически получается, что выбора как такового нет, а есть только несколько, в зависимости от заданной точности передаточного числа, определенных значений. По этой причине практически у всех производителей редукторов габаритные характеристики приблизительно одинаковы, основная разница заключается в качестве и технологии изготовления зубчатых колес.

Известно, что большинство случаев выхода из строя редуктора связаны с нарушением работоспособности зубчатых колес. Кроме того, стоимость изготовления зубчатых колес составляет от 40% до 65% стоимости всего редуктора.

Определенная в 70-е годы экономическая целесообразность производства усеченного стандартного ряда редукторов с коэффициентом прогрессии 1,12 или 1,25 в настоящее время вошла в противоречие с требованиями потребителей, когда необходима точность по передаточному числу 5–6% и широта его диапазона. Стандартизация межосевого расстояния привела к весьма ограниченному выбору чисел зубьев для шестерни и колеса, ограничив широчайшие возможности подбора пар чисел зубьев. Эти проблемы и противоречия характерны не только для российского, но и европейского производства, в частности, для Германии.

Значимость и влияние работ И.В. Сигова и Г.А. Снесарева на современное состояние редукторостроения, причем не только в России, велики и неоспоримы.

1.5. Коробки передач в станкостроении

В станкостроении широко применяют системы зубчатых колес для регулировки скорости вращения главного привода и приводов подач. Регулировка осуществляется перебором зубчатых колес, находящихся на соосных валах [75, 77]. При проектировании коробок передач главного привода и привода подачи выделяют следующие этапы:

а) построение рядов чисел оборотов выходного вала по геометрическому ряду, который строится на основе ГОСТ 8032-56, со знаменателями $\phi = 1.06; 1.12; 1.26; 1.41; 1.58; 1.78; 2$. При этом принято, что реальные значения чисел оборотов могут отличаться от расчетных на величину не более чем $\pm 10 \cdot (\phi - 1) \%$ [77];

б) аналитический или графоаналитический расчет передаточных чисел для всех переборов перемены передач;

в) определение чисел зубьев для всех передаточных чисел. Выполняется для следующих случаев:

- одинаковые модули зубчатых колес. Вводится понятие суммарного числа зубьев сопряженных колес - Z_{Σ} , которое не должно превышать 100. К одному из предпочтительных суммарных чисел зубьев относится $Z_{\Sigma} = 72$ [77];

- определение чисел зубьев при разных модулях. Расчет производится последовательным приближением модуля к стандартному значению, изменяя число зубьев шестерни. Начальные значения приближений выбирают из соответствующих таблиц.

Следовательно, подбор чисел зубьев осуществляется не прямым выбором, а косвенно, через суммарное число чисел зубьев сопряженных колес. Табл. 1.3.11 и § 1.4 дают наглядное представление о процессах и результатах такого подбора пар чисел зубьев.

1.6. О точности вычисления передаточных чисел

В инженерной практике вычисления выполняют только с конечным числом значащих цифр. Они всегда представляются с определенной точностью. Поэтому необходимо оценить погрешности представления чисел и погрешности выполнения некоторых операций с ними.

В вычислительной математике принято, что любое число относится к одному из типов: целое, рациональное, иррациональное. Вычисления с целыми числами являются безошибочными, за исключением операций деления и взятие корня, но тогда результатом будет рациональное число, которое представляется конечным или бесконечным набором цифр.

Передаточное число – отношение чисел зубьев колеса к числу зубьев шестерни – можно записать в виде конечной десятичной дроби [32]:

$$b = \beta_m 10^m + \beta_{m-1} 10^{m-1} + \dots + \beta_{m-n+1} 10^{m-n+1} \quad (\beta_m \neq 0), \quad (1.6.1)$$

где: b – число, записанное в десятичной системе счисления, β – цифра в числе, m – номер позиции цифры в числе.

Все сохраняемые десятичные знаки (цифры) β_i ($i=m, m-1, \dots, m-n+1$) называются значащими цифрами приближенного числа b , при этом, возможно, некоторые из них равны нулю (за исключением β_m).

Значащей цифрой приближенного числа называется всякая цифра в его десятичном изображении, отличная от нуля, и нуль, если он содержится между значащими цифрами или является представителем сохраненного десятичного разряда. Так, например, в числах 0,00701 и 2003000 подчеркнутые нули не являются значащими.

В вычислительной математике существует теорема [32]:

Если положительное число a имеет n верных десятичных знаков в узком смысле, то относительная погрешность δ этого числа не превосходит $\left(\frac{1}{10}\right)^{n-1}$, деленную на первую значащую цифру данного числа, т.е.

$$\delta \leq \frac{1}{\alpha_m} \left(\frac{1}{10}\right)^{n-1}, \quad (1.6.2)$$

где α_m – первая значащая цифра числа a .

Следствие 1. За предельную относительную погрешность числа α можно принять:

$$\delta = \frac{1}{\alpha_m} \left(\frac{1}{10}\right)^{n-1}. \quad (1.6.3)$$

Следствие 2. Если число α имеет больше двух верных знаков, т.е. $n \geq 2$, то практически справедлива формула:

$$\delta = \frac{1}{2\alpha_m} \left(\frac{1}{10}\right)^{n-1}, \quad (1.6.4)$$

где $\alpha_m = \beta_m$ из формулы (1.6.1), первая значащая цифра числа.

Итак, если известны только первые 3 цифры числа, то обеспечивается относительная точность не более 1%.

В общей таблице передаточных чисел интерес представляют значения из диапазона $[1.0, 8]$, это значит, что на первом месте могут стоять цифры 1, 2 3 . . . 8, и после запятой еще 3 цифры, итого имеем 4 значащие цифры. По

формуле (1.6.4) предельная величина относительной погрешности вычисления передаточного числа составляет

$$\delta = \frac{1}{2 \cdot 8} \left(\frac{1}{10} \right)^{4-1} = \frac{1}{16000} = \frac{1}{160} \% . \quad (1.6.5)$$

Теорема. Абсолютная погрешность алгебраической суммы нескольких приближенных чисел не превышает суммы абсолютных погрешностей этих чисел, т.е.

$$U = \pm X_1 \pm X_2 \pm X_1 \pm \dots \pm X_n , \quad (1.6.6)$$

$$\Delta_u = \Delta_{x1} + \Delta_{x2} + \dots + \Delta_{xn} . \quad (1.6.7)$$

Теорема. Относительная погрешность произведения нескольких приближенных чисел, отличных от нуля, не превышает суммы относительных погрешностей этих чисел, т.е.

$$U = X_1 \times X_2 \times X_1 \times \dots \times X_n . \quad (1.6.8)$$

$$\frac{\Delta u}{u} \leq \frac{\Delta x_1}{x_1} + \frac{\Delta x_2}{x_2} + \dots + \frac{\Delta x_n}{x_n} . \quad (1.6.9)$$

ГЛАВА 2. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общая таблица передаточных чисел и некоторые ее свойства

Проектирование любой механической передачи начинается с задания передаточного числа, которое, в случае многоступенчатой передачи, разбивается на передаточные числа на каждой ступени, а на ступени обеспечивается зубчатым колесом и шестерней. Подбор чисел зубьев до настоящего времени был скорее искусством, чем научно обоснованным выбором.

2.1.1. Построение общей таблицы передаточных чисел

Передаточное число – одна из основных характеристик зубчатой передачи, которая влияет на все параметры – геометрические, массовые, инерционные и т. д. Оно обеспечивается сочетанием пары чисел зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 , причем Z_1 и Z_2 – целые числа.

Известно, что передаточное число определяется следующей формулой:

$$U=Z_2/Z_1. \quad (2.1.1)$$

В каждой конкретной области применения зубчатых передач (станкостроение, редукторостроение, коробки перемены передач и т.д.) всегда можно определить минимально возможное число зубьев шестерни Z_{min} и максимально возможное число зубьев колеса Z_{max} [21–24].

Для построения общей таблицы (матрицы) передаточных чисел в первой строке запишем все возможные последовательные значения Z_1 , а в первом столбце – Z_2 . Считаем, что шестерня и колесо могут иметь любое количество зубьев из интервала $[Z_{min}, Z_{max}]$. Каждый элемент таблицы образуется делением числа из первого столбца на число из первой строки:

$$a_{ij} = Z_{2i} / Z_{1j} . \quad (2.1.2)$$

При значениях $Z_{min} = 13$ и $Z_{max} = 130$ получим данные, часть которых приведена в таблице 2.1.1. В построенной таким образом таблице есть все передаточные числа, которые можно получить при выбранном диапазоне чисел зубьев $[Z_{min}, Z_{max}]$. Поэтому данную таблицу можно называть общей таблицей передаточных чисел. Для каждого конкретного случая выбора диапазона чисел зубьев можно построить свою общую таблицу передаточных чисел.

Частное двух целых чисел может быть целым и рациональным числом, в том числе с бесконечной дробью. Ранее, в § 1.6, было показано, что в инженерной практике вычисляют значения до 3-го знака, что дает относительную погрешность не более 1%. Поэтому в общей таблице передаточных чисел все числа записываются с тремя значащими цифрами.

Общая таблица передаточных чисел

Таблица 2.1.1

Z_{2i}	Z_{1j}												
	13	14	15	16	17	18	...	125	126	127	128	129	130
13	1,000	0,929	0,867	0,813	0,765	0,722		0,104	0,103	0,102	0,102	0,101	0,100
14	1,077	1,000	0,933	0,875	0,824	0,778		0,112	0,111	0,110	0,109	0,109	0,108
15	1,154	1,071	1,000	0,938	0,882	0,833		0,120	0,119	0,118	0,117	0,116	0,115
16	1,231	1,143	1,067	1,000	0,941	0,889		0,128	0,127	0,126	0,125	0,124	0,123
17	1,308	1,214	1,133	1,063	1,000	0,944		0,136	0,135	0,134	0,133	0,132	0,131
18	1,385	1,286	1,200	1,125	1,059	1,000		0,144	0,143	0,142	0,141	0,140	0,138
...													
125	9,615	8,929	8,333	7,813	7,353	6,944		1,000	0,992	0,984	0,977	0,969	0,962
126	9,692	9,000	8,400	7,875	7,412	7,000		1,008	1,000	0,992	0,984	0,977	0,969
127	9,769	9,071	8,467	7,938	7,471	7,056		1,016	1,008	1,000	0,992	0,984	0,977
128	9,846	9,143	8,533	8,000	7,529	7,111		1,024	1,016	1,008	1,000	0,992	0,985
129	9,923	9,214	8,600	8,063	7,588	7,167		1,032	1,024	1,016	1,008	1,000	0,992
130	10,00	9,286	8,667	8,125	7,647	7,222		1,040	1,032	1,024	1,016	1,008	1,000

Общее количество чисел в таблице определяется из следующего соотношения:

$$n = (Z_{\max} - Z_{\min} + 1)^2. \quad (2.1.3)$$

Передаточные числа в редукторах больше единицы, поэтому верхнюю треугольную часть таблицы не рассматриваем, так как здесь величина передаточного числа меньше единицы. Тогда количество чисел в таблице будет равно

$$n_{u \geq 1} = \frac{(Z_{\max} - Z_{\min} + 1)^2 - (Z_{\max} - Z_{\min} + 1)}{2}. \quad (2.1.4)$$

В таблице есть главные диагональные элементы, равные 1, которые можно рассматривать как тривиальный случай и не учитывать, тогда число членов составит

$$n_{u > 1} = \frac{(Z_{\max} - Z_{\min} + 1)^2}{2} - (Z_{\max} - Z_{\min} + 1). \quad (2.1.5)$$

Так, например, при интервале $Z_{\min} = 13$, $Z_{\max} = 130$ получаем $n = 13806$, $n_{u > 1} = 6903$.

2.1.2. Полосы «равных» значений в общей таблице

Рассматривать равенство передаточных чисел между собой можно, при условии заданной величины погрешности для сравнения (см. § 1.4). Точность передаточного числа для сравнения можно представить через относительную погрешность ε двумя способами.

Первый способ – для единичного передаточного числа:

$$u_j - \frac{\varepsilon}{2} \leq u_j \leq u_j + \frac{\varepsilon}{2}. \quad (2.1.6)$$

Если в общей таблице передаточных чисел (таблица 2.1.1) выделить значения, удовлетворяющие условию (2.1.6), то получим полосу «равных» значений с точностью ε . На рис. 2.1.1 представлен вид общей таблицы, где выделены значения для $\varepsilon = 0,05$ (что соответствует погрешности 5%) для значений $2 \leq U \leq 2,1$ и $Z_{min} = 13$ и $Z_{max} = 130$.

Отдельный выделенный прямоугольник соответствует передаточному числу, удовлетворяющему условию (2.1.6) для конкретного значения Z_1 , ему соответствует от одного значения Z_2 в левом верхнем углу таблицы до нескольких значений Z_2 – в правом нижнем. Это справедливо и при выбранном значении Z_2 .

Z_2	Z_1											
	13	14	15	16	17		64	65	66	67	68	69
23	1,769											
24	1,846											
25	1,923	1,786										
26	2,000	1,857										
27	2,077	1,929	1,800									
28	2,154	2,000	1,867	1,750								
29	2,231	2,071	1,933	1,813								
30	2,308	2,143	2,000	1,875	1,765							
31	2,385	2,214	2,067	1,938	1,824							
32	2,462	2,286	2,133	2,000	1,882							
33	2,538	2,357	2,200	2,063	1,941							
34	2,615	2,429	2,267	2,125	2,000							
35	2,692	2,500	2,333	2,188	2,059							
128							2,000	1,969	1,939	1,910	1,882	1,855
129							2,016	1,985	1,955	1,925	1,897	1,870
130							2,031	2,000	1,970	1,940	1,912	1,884

Рис. 2.1.1. Представление общей таблицы для единичного числа U .

Полосы в общей таблице располагаются от минимальных значений (см. рис. 2.1.5) у главной диагонали до максимального значения в левом нижнем углу таблицы. Для любого передаточного числа из диапазона $[U_{min}, U_{max}]$, образуется своя полоса «равных» значений.

Второй способ применим для последовательности передаточных чисел.

В работах Г.А. Снесарева [28–31] и главе 1 показано, что наиболее удобно строить последовательность передаточных чисел по ряду возрастающей геометрической прогрессии. Используя в качестве коэффициента прогрессии относительную погрешность ε (например, погрешность 6 % соответствует коэффициенту прогрессии $\varepsilon = 0,06$), можно получить последовательность вида:

$$\begin{aligned} u_0 &= u_{min}, \\ u_1 &= u_0 + u_0 * (1 + \varepsilon) = u_0 * (1 + \varepsilon), \\ u_2 &= u_0 * (1 + \varepsilon)^2, \\ u_3 &= u_0 * (1 + \varepsilon)^3, \\ &\dots \\ u_k &= u_0 * (1 + \varepsilon)^k \leq u_{max}. \end{aligned} \quad (2.1.7)$$

Она образует ряд:

$$u_1 < u_2 < u_3 < \dots < u_j < u_{j+1} < \dots < u_k, j = 1, 2, 3, \dots, k. \quad (2.1.8)$$

где k – количество передаточных чисел в ряду. Для такого ряда можно считать, что любое передаточное число находится в интервале

$$u_j \leq u \leq u_{j+1}. \quad (2.1.9)$$

Если в общей таблице выделить все значения ряда передаточных чисел, удовлетворяющих неравенству (2.1.9), то получим полосы «равных» значений, которые непрерывно покрывают всю допустимую область (рис. 2.1.2, 2.1.3). Все полосы таблицы обладают линейностью в смысле проведения прямой линии в целочисленных координатах (рис. 2.1.2). Линейная структура получается из зависимости (2.1.1), где передаточное число линейно зависит от Z_2 . Можно сказать, что линейность является

естественной, присущей «внутренней» структуре значений, полученных делением последовательных целых чисел друг на друга.

Z ₂	Z ₁											
	13	14	15	16	17		64	65	66	67	68	69
23	1,769											
24	1,846											
25	1,923	1,786										
26	2,000	1,857										
27	2,077	1,929	1,800									
28	2,154	2,000	1,867	1,750								
29	2,231	2,071	1,933	1,813								
30	2,308	2,143	2,000	1,875	1,765							
31	2,385	2,214	2,067	1,938	1,824							
32	2,462	2,286	2,133	2,000	1,882							
118			7,867	7,375	6,941		1,844	1,815	1,788			
119			7,933	7,438	7,000		1,859	1,831	1,803			
120			8,000	7,500	7,059		1,875	1,846	1,818	1,791		
121			8,067	7,563	7,118		1,891	1,862	1,833	1,806		
122			8,133	7,625	7,176		1,906	1,877	1,848	1,821	1,794	
123				7,688	7,235		1,922	1,892	1,864	1,836	1,809	
124				7,750	7,294		1,938	1,908	1,879	1,851	1,824	1,797
125				7,813	7,353		1,953	1,923	1,894	1,866	1,838	1,812
126				7,875	7,412		1,969	1,938	1,909	1,881	1,853	1,826
127				7,938	7,471		1,984	1,954	1,924	1,896	1,868	1,841
128				8,000	7,529		2,000	1,969	1,939	1,910	1,882	1,855
129				8,063	7,588		2,016	1,985	1,955	1,925	1,897	1,870
130	10,000			8,125	7,647		2,031	2,000	1,970	1,940	1,912	1,884

Рис. 2.1.2. Полосы «равных» значений для ряда передаточных чисел

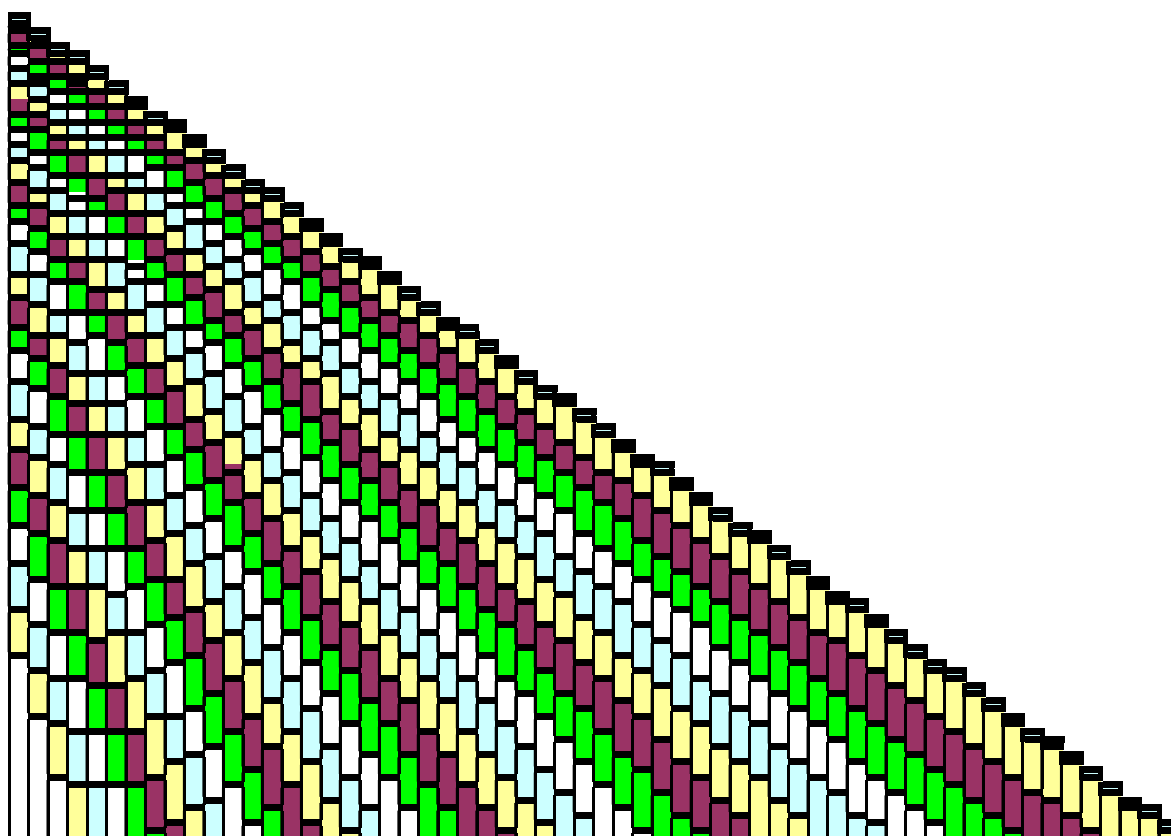


Рис. 2.1.3. Вид полос «равных» значений.

Как видно из рис. 2.1.2 и 2.1.3, полосы располагаются не параллельно единичной диагонали, а «веерообразно», т.е. угол наклона относительно горизонтали изменяется, так как изменяется количество чисел в каждом отдельном прямоугольнике.

2.1.3. Эквивалентные значения

Каждая полоса равных значений состоит из отдельных прямоугольников, причем их размер увеличивается при увеличении чисел зубьев колеса (см. рис. 2.1.2 и 2.1.3). Каждый прямоугольник содержит несколько значений, и располагаются они вертикально, т.е. выбранному значению Z_1 соответствует несколько значений Z_2 . Это соответствует формулам (2.1.6)–(2.1.8). Поэтому можно сказать, что в каждом отдельном прямоугольнике содержатся эквивалентные значения при выбранном значении ε .

Структура таблицы такова, что выбранные эквивалентные значения располагаются вертикально. Их количество увеличивается при увеличении числа зубьев шестерни.

2.1.4. Рабочая область общей таблицы передаточных чисел

Конкретное передаточное число обеспечивается числом зубьев шестерни и колеса. Очевидно, что для числа зубьев шестерни используется не весь возможный ряд изготовления, а его диапазон от минимально допустимого числа зубьев шестерни Z_{1min} , до максимально допустимого Z_{1max} , и, соответственно, для числа зубьев колеса – от минимально допустимого Z_{2min} , до максимального Z_{2max} . При этом не исключается случай, когда $Z_{1max} > Z_{2min}$. Для общей таблицы передаточных чисел это приводит к следующим обстоятельствам (см. рис. 2.1.5):

- Z_{1max} выводит из рассмотрения передаточные числа, находящиеся правее вертикальной линии, соответствующей Z_{1max} : без необходимости нет смысла изготавливать шестерню с числом зубьев, равным числу зубьев колеса;
- Z_{2min} выводит из рассмотрения передаточные числа, находящиеся выше горизонтальной линии, соответствующей, Z_{2min} ;
- оставшуюся область пересекает единичная диагональ; это значит, что значения, лежащие выше нее, тоже не подходят для наших целей, так как для них $U < 1$.
- общая таблица передаточных чисел (таблица 2.1.1) дает максимальное значение передаточного числа до 10, но на одной ступени U_{max} может быть меньше 10. Значит, левый нижний угол со значениями большими U_{max} – не рассматриваем.

С учетом сказанного общая таблица передаточных чисел принимает вид, схематично изображенный на рис. 2.1.5.

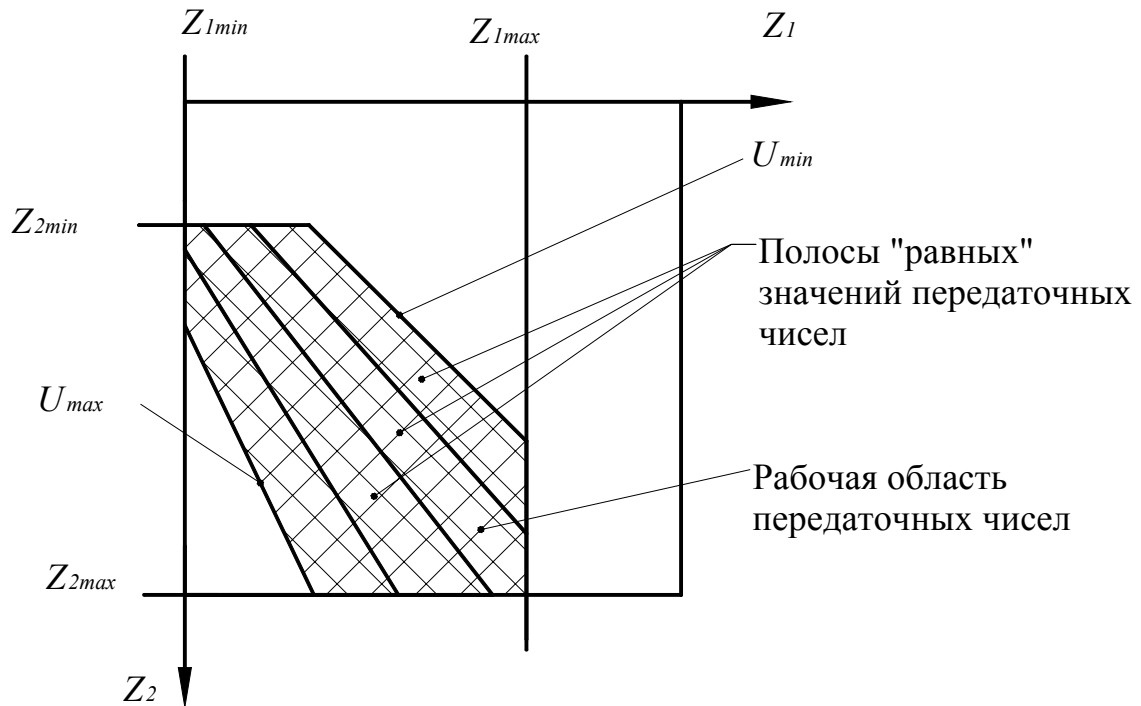


Рис. 2.1.5. Схематичный вид общей таблицы передаточных чисел

2.1.5. Полосы рядов передаточных чисел

Ряд передаточных чисел, полученный по формулам (2.1.6) и (2.1.8) имеет двойное отображение в общей таблице.

1. Последовательные полосы «равных» значений веерообразно расходятся из левого верхнего угла (рис. 2.1.4 и 2.1.5).

2. Если из каждой полосы «равных» значений выделять по одному значению, согласно ряда передаточных чисел (2.1.8), начиная от единичной диагонали, то в общей таблице можно выделить полосы «рядов передаточных чисел». Вид полос представлен на рис. 2.1.6.

Как видно из рисунка 2.1.6, полосы рядов передаточных чисел имеют наибольшую длину, т.е. отображают полный ряд только от максимальных значений передаточных чисел, которые располагаются в левом нижнем углу.

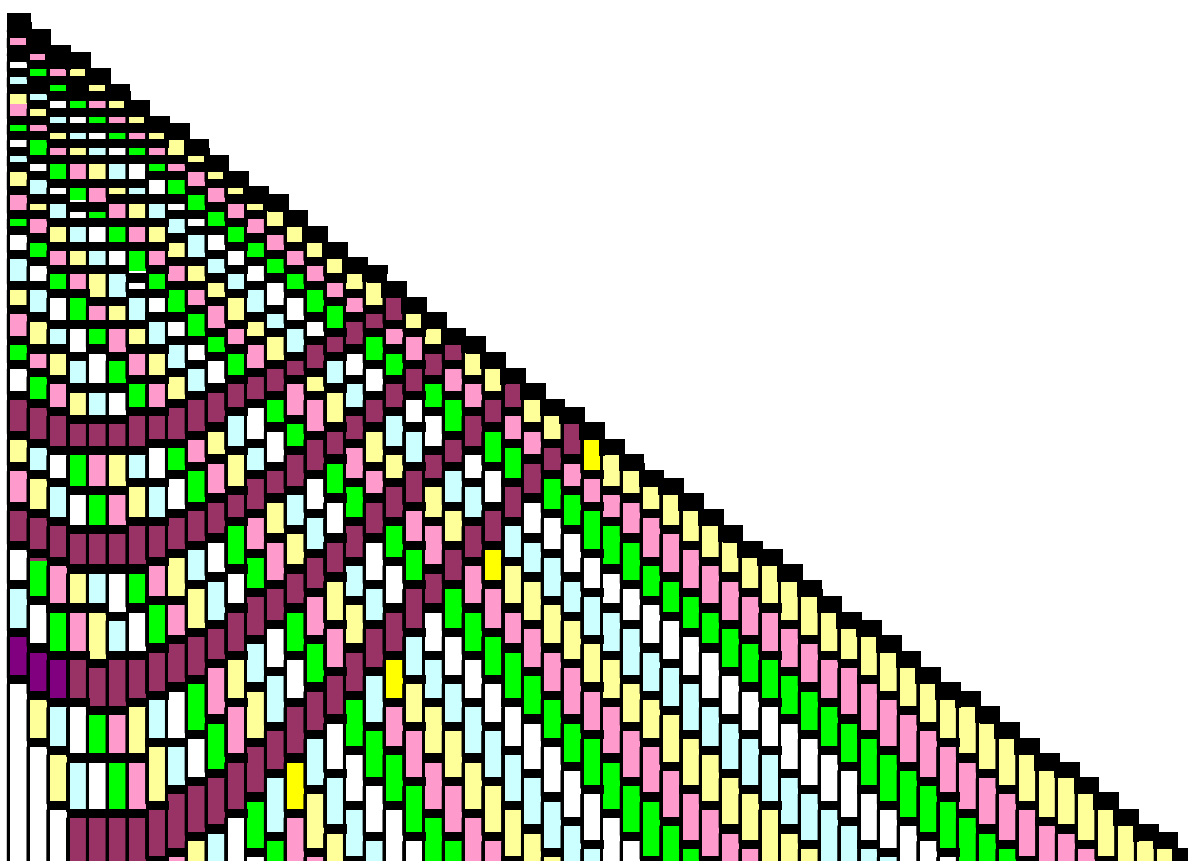


Рис. 2.1.6. Полосы рядов передаточных чисел

2.1.6. Опорные точки

Из рис. 2.1.4 и 2.1.6 видно, что количество чисел в каждой полосе «равных» значений различно. Так, у единичной диагонали – максимальное количество, а для U_{max} – минимальное.

Максимальное передаточное число получается при минимальных значениях Z_1 и допустимых значениях Z_2 , таких сочетаний в полосе максимальных значений всего несколько. Таким образом, для подбора передаточных чисел для всего ряда (2.1.8) необходимо выбирать по одному числу из каждой полосы «равных» значений, в том числе и из полосы U_{max} . При этом начинать подбор следует от этих значений, так как их меньше всего и именно с них начинаются полные ряды передаточных чисел. В связи с этим их можно назвать «опорными».

2.1.7. Частота распределения передаточных чисел в общей таблице

Формула (2.1.5) позволяет рассчитать количество передаточных чисел, больших единицы, но значения Z_{1min} , Z_{1max} , Z_{2min} , Z_{2max} , U_{max} изменяют не только вид, но и количество передаточных чисел в каждой полосе.

Используя общую таблицу передаточных чисел, в которой определены полосы «равных» значений по всему диапазону передаточных чисел, можно сосчитать их количество в каждой полосе. Так как в общей таблице связаны передаточные числа и числа зубьев шестерни и колеса, то можно определить количество чисел зубьев шестерен и колес, попадающих в полосы. Для реализации соответствующих расчетов можно составить несложную программу.

На рис. 2.1.7 изображены количества реализаций значений передаточных чисел при $Z_{1min} = 13$, $Z_{2max} = 130$, $Z_{1max} = 60$, $Z_{2min} = 61$ и различных значениях относительной погрешности ε построения ряда передаточных чисел (см. формулу (2.1.6)) для $U \in [1,8; 8]$.

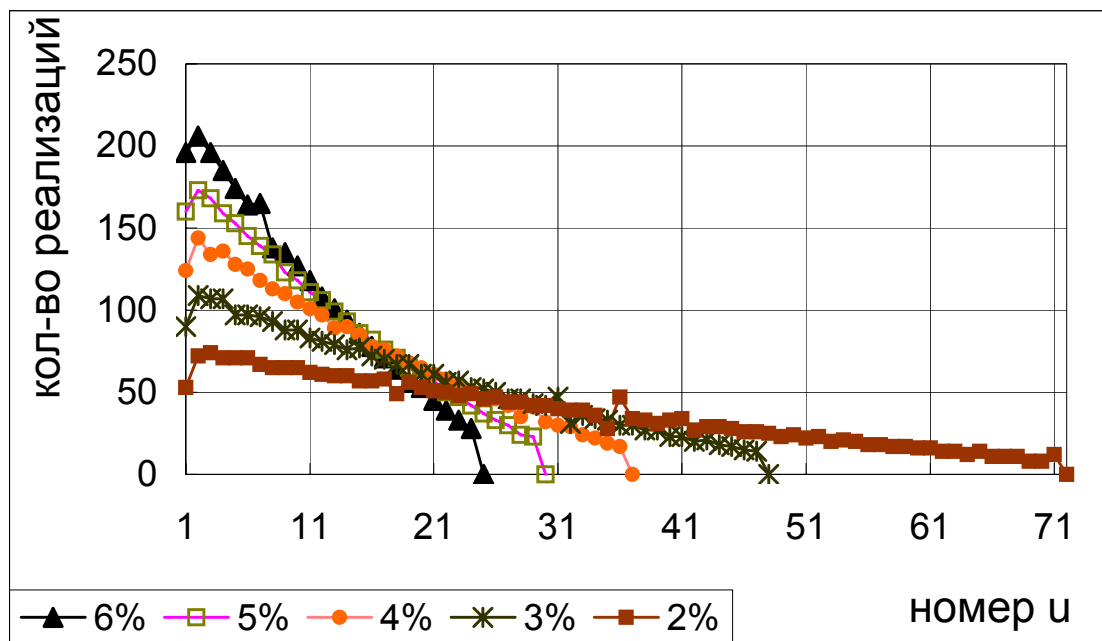


Рис. 2.1.7. Количество реализаций значений передаточных чисел
при $Z_{1max} = 60$, $Z_{2min} = 61$.

Как видно из рис. (2.1.7), выбранная погрешность построения ε не влияет на характер кривой распределения количества реализаций. Все линии имеют единственный ярко выраженный максимум, который показывает, что в области малых передаточных чисел ($\approx 1,8-2$) реализовать передаточное число можно значительно большим количеством способов, чем в области больших передаточных чисел ($U > 7-8$).

Необходимо заметить, что по оси абсцисс откладывается номер передаточного числа в ряду передаточных чисел, а не величина передаточного числа. Это сделано для того, чтобы «скрыть» саму величину. Некоторые конструкторы и исследователи пытаются выделить «особые» передаточные числа, которые, якобы, имеют особенные свойства, но, как будет показано ниже, с точки зрения кинематики нет и не может быть никаких «особых» передаточных чисел во всем диапазоне их использования.

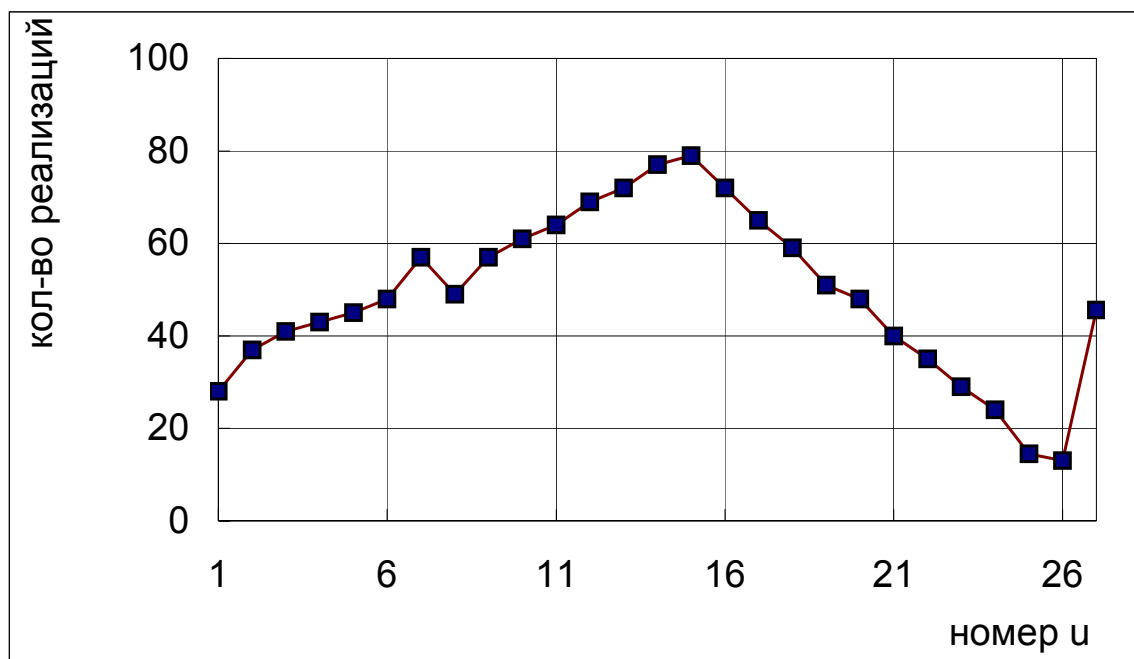


Рис. 2.1.8. Количество реализаций значений передаточных чисел

при $Z_{1max} = 35$, $Z_{2min} = 36$ и $\varepsilon = 6\%$

Если значения чисел зубьев Z_{1max} и Z_{2min} варьировать, то характер кривой резко изменяется (см. рис. 2.1.8). Как видно из рисунка, глобальный

максимум смещается в сторону увеличения передаточных чисел, также появляется и глобальный минимум. Смещение максимума связано с уменьшением длины полосы «равных» значений передаточных чисел в районе единичной диагонали, которая отсекается значениями Z_{1max} и Z_{2min} . Наличие минимума связано с уменьшением «длины» полосы из-за значения Z_{2min} .

Так как значения Z_{1max} и Z_{2min} существенным образом влияют на количество реализаций, то выбор значений Z_{1max} , Z_{2min} удобнее всего связывать со значениями Z_{1min} , Z_{2max} , U_{min} , U_{max} следующим образом:

$$Z_{1max} = \frac{Z_{2max}}{u_{min}}. \quad (2.1.10)$$

$$Z_{2min} = Z_{1min} * u_{min}. \quad (2.1.11)$$

При таком подходе не выходят за рамки рассмотрения ни одно из возможных передаточных чисел.

2.1.8. Частота распределения чисел зубьев в общей таблице

Любое передаточное число реализуется парой зубчатых колес – шестерня и колесо (формула 2.1.1). Если изменяется количество реализаций передаточного числа в зависимости от Z_{1max} и Z_{2min} , то должны изменяться количество использованных колес с определенными числами зубьев. Каждая шестерня образует не одно передаточное число, а некоторое множество, поэтому можно сосчитать не только их количество, но и то, в скольких парах участвует выбранное число зубьев.

Общая таблица передаточных чисел связывает передаточные числа и числа зубьев шестерен и колес. Каждое зубчатое колесо из соответствующего диапазона (шестерня – от Z_{1min} до Z_{1max} , колесо – от Z_{2min} до Z_{2max}), образуя

пару, определяет передаточное число. Можно сосчитать, сколько раз каждое зубчатое колесо образует передаточное число из допустимого диапазона от U_{min} до U_{max} . Результаты расчетов (формулы (2.1.6) и (2.1.7), рис. 2.1.9 и 2.1.10) показывают частоту использования колес для заданного ряда передаточных чисел.

Ошибочно считать, что частота распределения передаточных чисел и частота распределения чисел зубьев – одно и то же, так как «равные» передаточные числа располагаются в полосе, а одинаковые числа зубьев – в строках и столбцах. Кроме того, можно сравнить рис. 2.1.7 и 2.1.9.

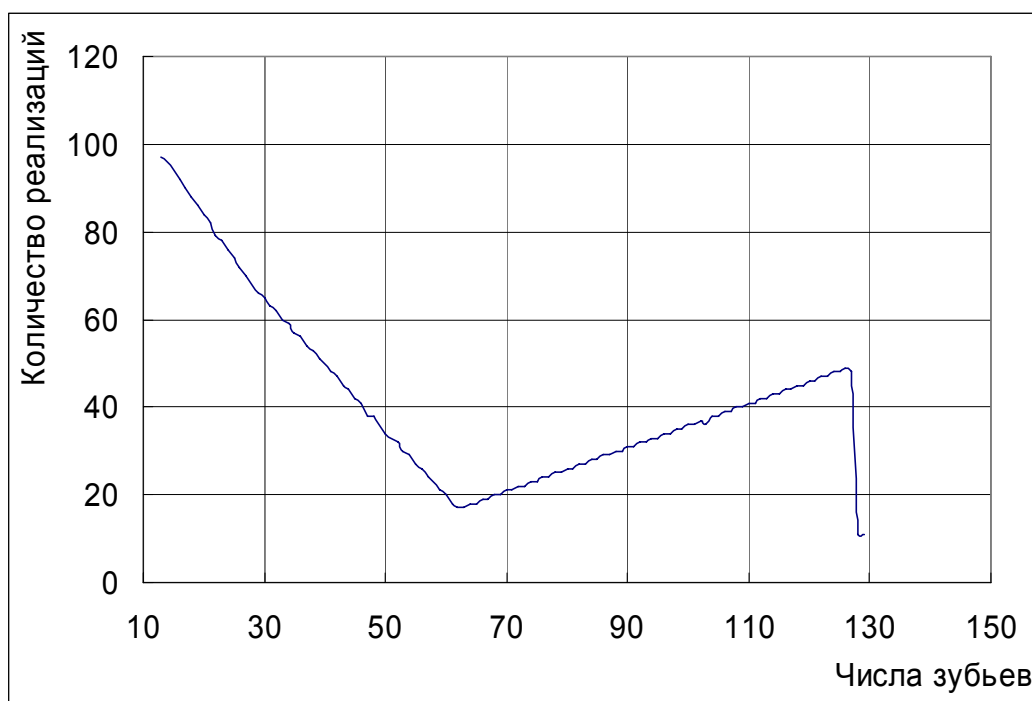


Рис. 2.1.9. Изменение количества реализаций чисел зубьев
при $Z_1 \in [13, 60]$, $Z_2 \in [61, 130]$, $\varepsilon = 6\%$.

Как видно из рисунков, функции имеют два выраженных максимума. Первый находится в области чисел зубьев шестерни, и именно эти значения пересекают наибольшее число полос «равных» значений ряда передаточных чисел, являясь опорными точками на полосе максимальных передаточных чисел (см. рис. 2.1.4), т.е. входят в наибольшее количество реализаций.

Второй максимум располагается в области чисел зубьев колес и обусловлен аналогичными причинами.

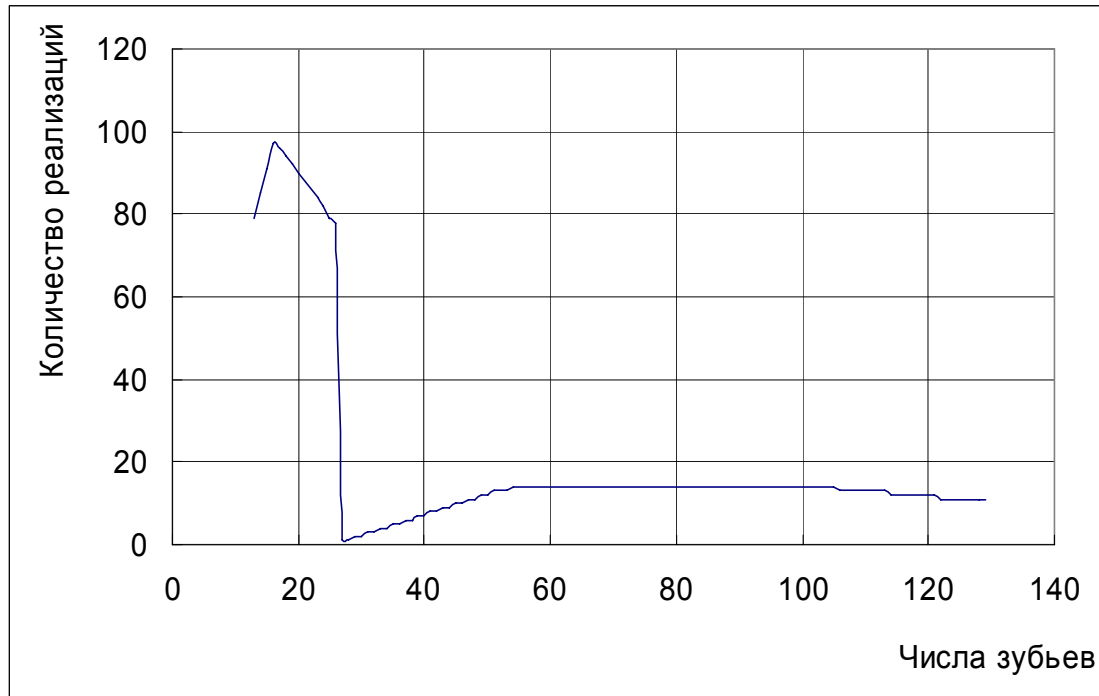


Рис. 2.1.10. Изменение количества реализаций числа зубьев при $Z_1 \in [13, 60]$, $Z_2 \in [40, 130]$, $\varepsilon = 6\%$.

Необходимо заметить, что числа зубьев, соответствующие максимальным значениям в области шестерен и колес, не следует считать избранными, так как эти значения зависят от выбранных Z_{1min} , Z_{1max} , Z_{2min} , Z_{2max} .

2.1.9. Величина шага дискретности передаточных чисел

Общая таблица передаточных чисел дает возможность, кроме прямого подбора пар чисел зубьев для заданного передаточного числа и ряда передаточных чисел, еще и систематически исследовать величины шагов дискретности. Если считать, что каждое передаточное число уникально и находится в окружении других чисел, то оно отстоит от соседнего на

определенную величину Δ , которая составляет величину шага дискретности передаточных чисел.

Так как передаточные числа представлены в виде таблицы (матрицы), то можно говорить о соседних числах по строкам и по столбцам. Соседние числа по столбцам означают, что мы рассматриваем шаг дискретности передаточных чисел, стоящих в одном столбце в соседних строках, т.е.:

$$\Delta_j = U_j - U_{j+1} = \frac{z_{2i}}{z_{1j}} - \frac{z_{2i}}{z_{1(j+1)}}. \quad (2.1.12)$$

Из формулы (2.1.12) видно, что Z_{2i} имеет постоянное значение, а Z_{1j} увеличивается на единицу, причем второе слагаемое будет всегда меньше первого, а Δ будет иметь линейную зависимость.

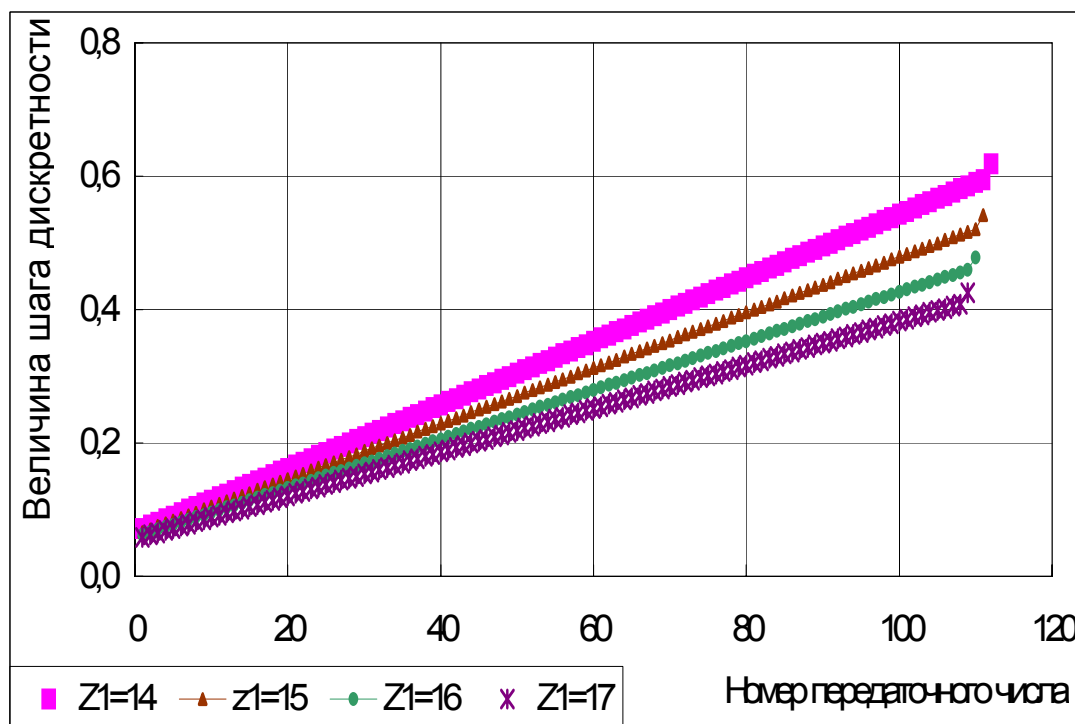


Рис. 2.1.11. Величина шага дискретности по столбцам.

Например, если принять, что $Z_i \in [13, 130]$, то для первых столбцов ($Z_1 = 13, 14, 15, 16$ и 17) получим данные, представленные на рис. 2.1.11.

Видно, что зависимость является линейной и максимальное значение величины шага дискретности $\Delta j = 0.714$ при значениях $Z_{1min} = 13$ и $Z_{2max} = 130$, а минимальное значение $\Delta I = 0.008$ при значениях $Z_{1max} = 130$ и $Z_{2max} = 130$. Это означает, что при совместном увеличении числа зубьев шестерни и колеса величина шага дискретности по столбцам уменьшается.

Как видно из формулы, величина ΔI имеет нелинейную зависимость от числа зубьев (см. рис. 2.1.12).

$$\Delta_i = |u_{ij} - u_{(i+1)j}| = \left| \frac{z_{2i}}{z_{1j}} - \frac{z_{2(i+1)}}{z_{1j}} \right| = \left| -\frac{1}{z_{1j}} \right|. \quad (2.1.14)$$

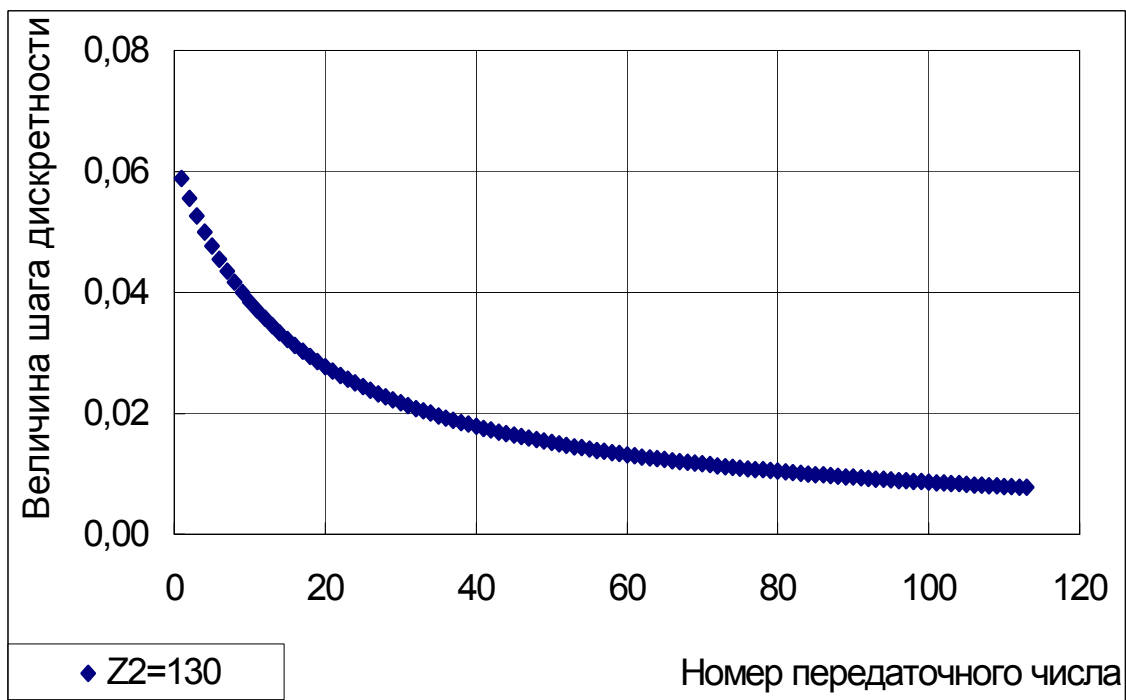


Рис. 2.1.12. Величина шага дискретности по строкам

Например, если принять $Z_i \in [13, 130]$, то для последней строки $Z_2 = 130$ получим данные, представленные на рис. 2.12. Из рисунка видно, что зависимость является обратной, максимальное значение величины шага дискретности $\Delta j = 0.077$ достигается при значениях $Z_{2min} = 13$, а минимальное $\Delta I = 0.008$ – при значениях $Z_{2max} = 130$. Кроме того, значения в столбцах

являются одинаковыми (см. формулу 2.1.14). Это означает, что при совместном увеличении числа зубьев шестерни и колеса величина шага дискретности уменьшается.

Полученные данные подтверждают старый и естественный прием, состоящий в том, что для более точной подгонки передаточного числа необходимо варьировать число зубьев колеса. Это связано с тем, что величины шагов дискретности по строкам меньше, чем по столбцам.

2.1.10. Коэффициент торцевого перекрытия

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α связан с парами чисел зубьев в зацеплении. ГОСТ 21354-87 дает следующую приближенную формулу для цилиндрической зубчатой передачи без смещения исходного контура:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 * \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.1.15)$$

Принимая конкретные значения ε_α , можно получить распределение для пар чисел зубьев в общей таблице передаточных чисел. Преобразуем формулу (2.1.15) к виду:

$$\frac{1,88 - \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos \beta}}{3,2} = \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}. \quad (2.1.16)$$

Обозначим

$$A = \frac{1,88}{3,2} - \frac{\varepsilon_\alpha}{3,2 \cos \beta}. \quad (2.1.17)$$

Тогда

$$\frac{z_2 + z_1}{z_2 z_1} - A = 0. \quad (2.1.18)$$

или

$$\frac{z_2 + z_1 - A z_2 z_1}{z_2 z_1} = 0, \quad (2.1.19)$$

Отсюда получаем:

$$- A z_2 z_1 + z_2 + z_1 = 0, \quad (2.1.20)$$

При $z_2 = u z_1$ выражение (2.1.20) примет вид:

$$- A z_1^2 u + z_1 * (1 + u) = 0. \quad (2.1.21)$$

Это квадратное уравнение, решением которого будет один корень:

$$z_1 = \frac{u + 1}{A u}, \quad z_2 = \frac{u + 1}{A}. \quad (2.1.22)$$

Формулы (2.1.22) показывают зависимость Z_i от ε_α и U . Теперь в общей таблице передаточных чисел можно выделить области значений с определенным значением ε_α . Как известно, значения $1 < \varepsilon_\alpha < 2$. Чтобы выяснить область расположения конкретного значения ε_α , необходимо использовать формулы (2.1.17) и (2.1.22). Подставляя все передаточные числа из общей таблицы, получим пары (Z_1, Z_2) . Из всех возможных выбираем те, которые лежат в допустимой области (Z_{min}, Z_{max}) , и в общей таблице выделяем данные значения.

Для примера выберем ряд передаточных чисел, лежащий в первом столбце с $Z_1 = 13$. Задавая последовательными значениям ε_α , равными 1.5, 1.6, 1.7, 1.75, 1.8, получим пары чисел зубьев, которые будут давать заданные значения. Рассчитанные значения приведены на рис. 2.1.13.

Как видно из рис. 2.1.13, меньшим значениям чисел зубьев в парах соответствуют меньшие значения коэффициента торцевого перекрытия.

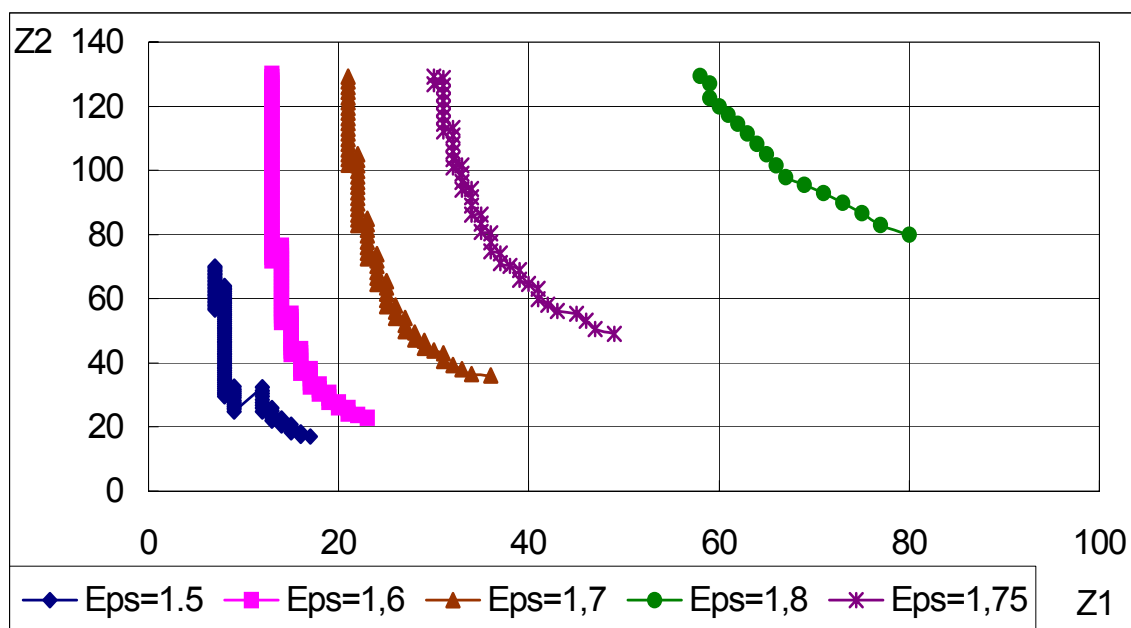


Рис. 2.1.13. Распределение ϵ_α для пар чисел зубьев

Пересчитывая все значения передаточных чисел из общей таблицы, получим соответствующее распределение ϵ_α . Его вид показан на рис. 2.1.14.

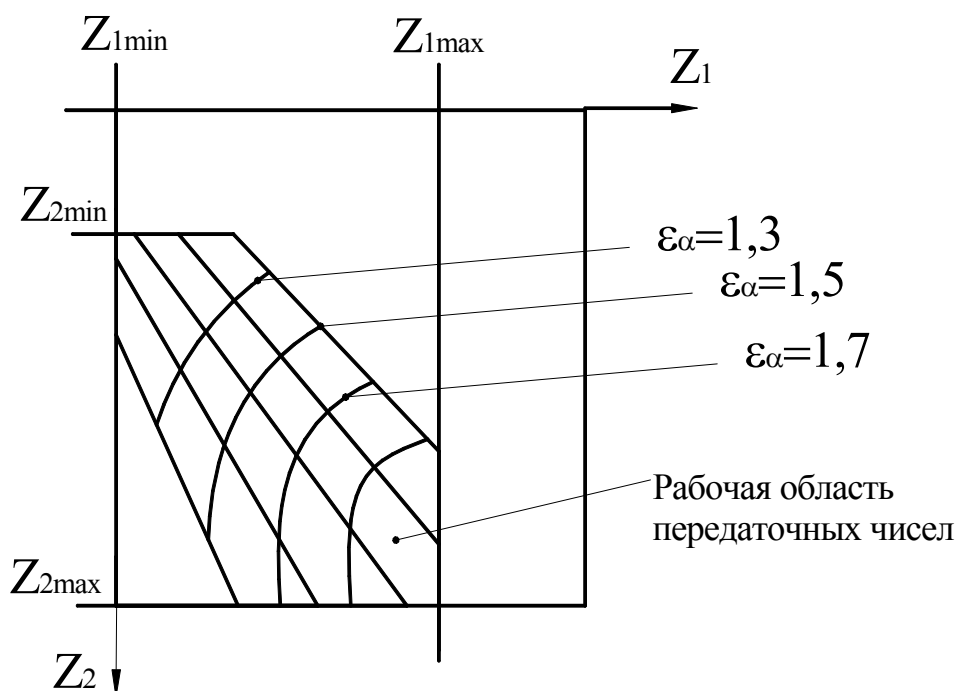


Рис. 2.1.14. Вид распределения ϵ_α в общей таблице передаточных чисел

Теперь существует возможность при подборе пар чисел зубьев для построения ряда зубчатых передач ориентироваться и на коэффициент торцевого перекрытия в зацеплении.

2.2. Методы подбора пар чисел зубьев

Расчет любой зубчатой передачи – геометрический и прочностной – предполагает, что числа зубьев шестерни и колеса являются заданными. Для систем редукторов задача определения чисел зубьев существенно усложняется, так как количество передаточных чисел, даже для ограниченной области в общей таблице передаточных чисел, составляет несколько тысяч (см. § 2.1).

Используя общую таблицу передаточных чисел и описанные ниже методы «горизонтальных» и «вертикальных» прямых, можно подобрать пары чисел зубьев шестерен и колес для всего ряда передаточных чисел.

2.2.1. Ряды передаточных чисел

В § 2.1 показано построение общей таблицы передаточных чисел и некоторые ее свойства. Все свойства появляются при построении ряда передаточных чисел согласно формулам (2.1.7).

При конструировании механизмов и приборов принято строить ряды по геометрической прогрессии. Коэффициенты прогрессии выбирают по ряду предпочтительных чисел ГОСТ 8032-56. Первый опыт построения рядов [29–31] также предполагает построение рядов по геометрической прогрессии.

Согласно ГОСТ 8032-56 коэффициенты прогрессии рассчитываются следующим образом:

$$q = \sqrt[n]{R} . \quad (2.2.1)$$

Здесь q – коэффициент геометрической прогрессии, n – показатель степени, R – основание, равное 10. Так, установлены четыре основных ряда предпочтительных коэффициентов:

$$q = \sqrt[5]{10} = 1,60, \quad (2.2.2)$$

$$q = \sqrt[10]{10} = 1,25, \quad (2.2.3)$$

$$q = \sqrt[20]{10} = 1,12, \quad (2.2.4)$$

$$q = \sqrt[40]{10} = 1,06, \quad (2.2.5)$$

а «рекомендуемый дополнительный ряд» следует принимать как исключение:

$$q = \sqrt[80]{10} = 1,03. \quad (2.2.6)$$

Данные числа и ряды предпочтительных чисел являются основанием для упорядочивания числовых значений и градаций параметров всех видов продукции, позволяющего наилучшим образом согласовывать и увязывать разрабатываемое оборудование. Использование предпочтительных чисел закреплено международными и национальными стандартами.

Как показано в § 2.1.2, геометрическая прогрессия строится по формулам (2.1.7). При этом за минимальное значение передаточного числа следует принять $U_{min} = 1.0$, но в дальнейшем значение, равное единице, следует исключить. Максимальное значение передаточного числа ступени диапазона U_{max} определяется из конструктивных соображений и принятых в настоящее время для данного вида передачи значений:

$$\begin{aligned}
u_0 &= u_{\min} , \\
u_1 &= u_0 + u_0 * (1 + \varepsilon) = u_0 * (1 + \varepsilon) , \\
u_2 &= u_0 * (1 + \varepsilon)^2 , \\
u_3 &= u_0 * (1 + \varepsilon)^3 , \\
&\dots \\
u_k &= u_0 * (1 + \varepsilon)^k \leq u_{\max} .
\end{aligned}
\tag{2.2.7}$$

Здесь ε – коэффициент прогрессии, связанный с величиной относительной погрешности ряда и, как видно из (2.2.2)–(2.2.6), с рекомендованными коэффициентами геометрической прогрессии. Так, например, при $q = 1.12$, $\varepsilon = 0,12$ величина относительной погрешности равна 12%.

Из (2.2.7) несложно получить и количество членов ряда прогрессии k :

$$k = \frac{\ln(u_k) - \ln(u_0)}{\ln(1 + \varepsilon)} , \tag{2.2.8}$$

2.2.2. Минимальное количество зубчатых колес и шестерен

Согласно формуле (2.2.7), ряд передаточных чисел состоит из k членов и образует k полос «равных» значений. Так как необходимо построить ряд передаточных чисел, то из каждой полосы «равных» значений надо выбрать одно передаточное число, и ему будет соответствовать пара чисел зубьев – для шестерни и колеса.

Можно произвести определение и в обратном порядке, если выбрать некоторое колесо или шестерню таким образом, что соответствующая линия пересекает все полосы «равных» значений. При этом необходимо помнить про опорные точки (см. § 2.1.6), так как только от них можно выбрать соответствующие значения чисел зубьев шестерни и колеса.

Для определенности будем считать, что для опорной точки выбрано некоторое значение числа зубьев колеса (см. рис. 2.2.1).

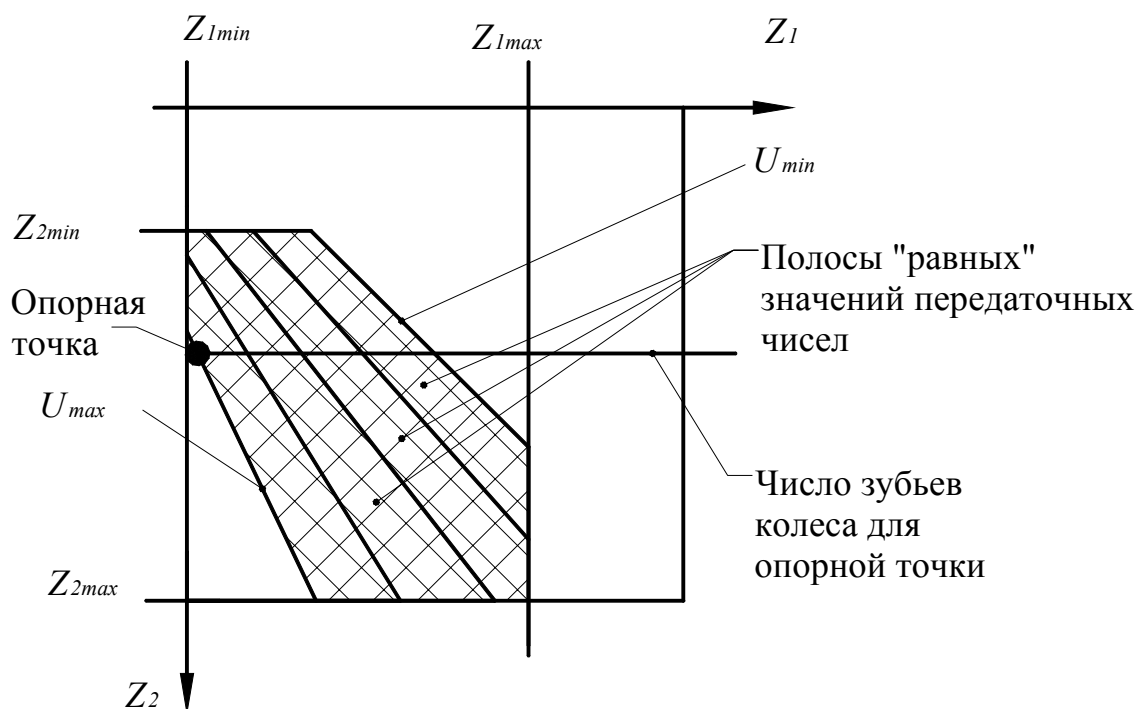


Рис. 2.2.1. Схема выбора числа зубьев колеса из опорной точки

Тогда необходимое количество зубчатых колес и шестерен n_z равно

$$n_z = k + 1, \quad (2.2.9)$$

где k – количество членов ряда и, соответственно, полос «равных» значений.

Если использовать две линии (два колеса), то количество зубчатых колес и шестерен будет равно

$$n_z = \frac{k}{2} + 2. \quad (2.2.10)$$

Схема выбора чисел зубьев для двух колес приведена на рис. 2.2.2.

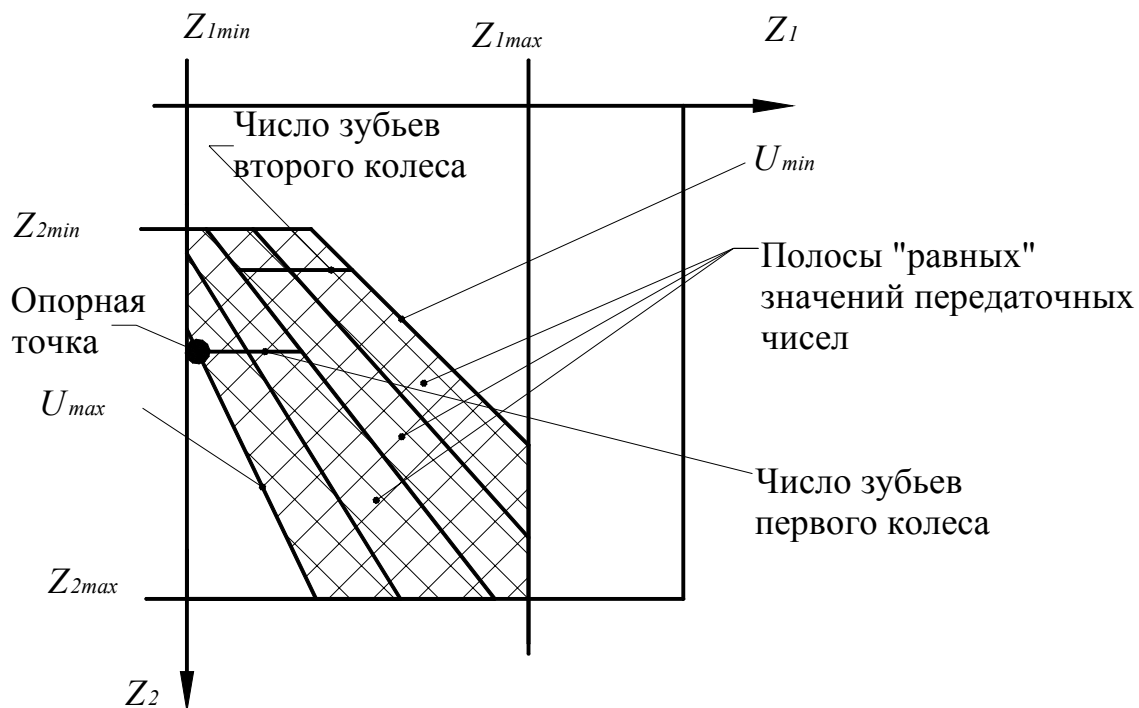


Рис. 2.2.2. Схема выбора числа зубьев двух колес.

Метод «горизонтальных» прямых

Как следует из рис. 2.2.2 и формулы (2.2.10), для первого выбранного колеса берем первую половину из полос «равных» значений, далее по полосе поднимаемся выше в общей таблице передаточных чисел до первой шестерни и выбираем второе колесо. Соответственно, для трех колес необходимое количество зубчатых колес и шестерен будет равно

$$n_z = \frac{k}{3} + 3. \quad (2.2.11)$$

При подборе на основе n_{z2} колес получим:

$$n_z = \frac{k}{n_{z2}} + n_{z2} \quad (2.2.12)$$

Формула (2.2.12) позволяет вычислить необходимое количество зубчатых колес и шестерен n_z . Очевидно, что общее количество зубчатых

колес и шестерен складывается из количества колес n_{z2} и количества шестерен n_{z1} , т.е., можно получить:

$$n_{z1} = n_z - n_{z2} . \quad (2.2.13)$$

Расчеты по формулам (2.2.12) и (2.2.13) приведены в виде примера в таблице 2.2.1 и отображены на рис. 2.2.3 для коэффициента геометрической прогрессии ряда $\varepsilon = 1.03; 1.04; 1.05$ и 1.06 .

Таблица 2.2.1

Зависимость общего количества зубчатых колес и шестерен
от количества колес для разных погрешностей ε

n_{z2}	Относительная погрешность ε			
	6%	5%	4%	3%
1	27,00	32,00	40,00	52,00
2	15,00	17,50	21,50	27,50
3	11,67	13,33	16,00	20,00
4	10,50	11,75	13,75	16,75
5	10,20	11,20	12,80	15,20
6	10,33	11,17	12,50	14,50
7	10,71	11,43	12,57	14,29
8	11,25	11,88	12,88	14,38
9	11,89	12,44	13,33	14,67
10	12,60	13,10	13,90	15,10
11	13,36	13,82	14,55	15,64
12	14,17	14,58	15,25	16,25
13	15,00	15,38	16,00	16,92

14	15,86	16,21	16,79	17,64
15	16,73	17,07	17,60	18,40
16	17,63	17,94	18,44	19,19
17	18,53	18,82	19,29	20,00
18	19,44	19,72	20,17	20,83
19	20,37	20,63	21,05	21,68
20	21,30	21,55	21,95	22,55
21	22,24	22,48	22,86	23,43
22	23,18	23,41	23,77	24,32
23	24,13	24,35	24,70	25,22
24	25,08	25,29	25,63	26,13
25	26,04	26,24	26,56	27,04

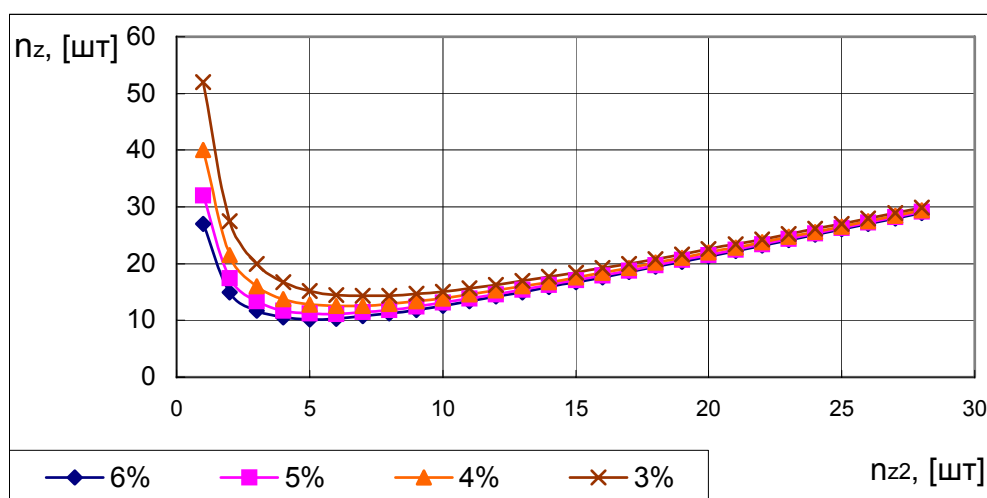


Рис. 2.2.3. Зависимость количества зубчатых колес и шестерен от количества колес для разных погрешности ε .

Как видно из табл. 2.2.1 и рис. 2.2.3, для выбранных значений ε существует минимальное значение количества колес, на основе которых можно строить ряды. Значения n_z , n_{z1} и n_{z2} для разных погрешностей ε представлены в табл. 2.2.2.

Таблица 2.2.2

Минимальные значения количества зубчатых колес и шестерен
для различных относительных погрешностей ε

$\varepsilon, \%$	n_{z1}	n_{z2}	n_z
6%	5	5	10
5%	6	5	11
4%	7	5	12
3%	10	5	15

Надо иметь в виду, что данные, представленные в табл. 2.2.2, – это предельные минимальные значения по количеству зубчатых колес и шестерен для построения рядов.

2.2.3. Методы подбора пар чисел зубьев

В § 2.2.2 данной главы для определенности был рассмотрен расчет минимального количества зубчатых колес и шестерен на основе колес, но это не единственный способ. Существует два метода подбора пар чисел зубьев для ряда передаточных чисел.

Первый способ. Как было показано в предыдущем параграфе – это метод «горизонтальных» прямых. Из нескольких опорных точек выбираем одну и от нее откладываем расчетное количество шестерен n_{z1} используя формулы (2.2.12) и (2.2.13). Далее по полосе «равных» значений переходим выше (как на рис. 2.2.2) и получаем следующее колесо, и так далее, пока линии колес не пересекут всех полос. Количество необходимых колес при этом будет равно n_{z2} .

Второй способ – метод «вертикальных» прямых. От опорной точки откладываем рассчитанное количество колес n_{z2} , а не шестерен, причем вверх. Далее по полосе «равных» значений поднимаемся до первого числа зубьев, и так далее. Количество используемых шестерен будет равно

расчетному по формуле (2.2.13). Схематично этот метод показан на рис. 2.2.4.

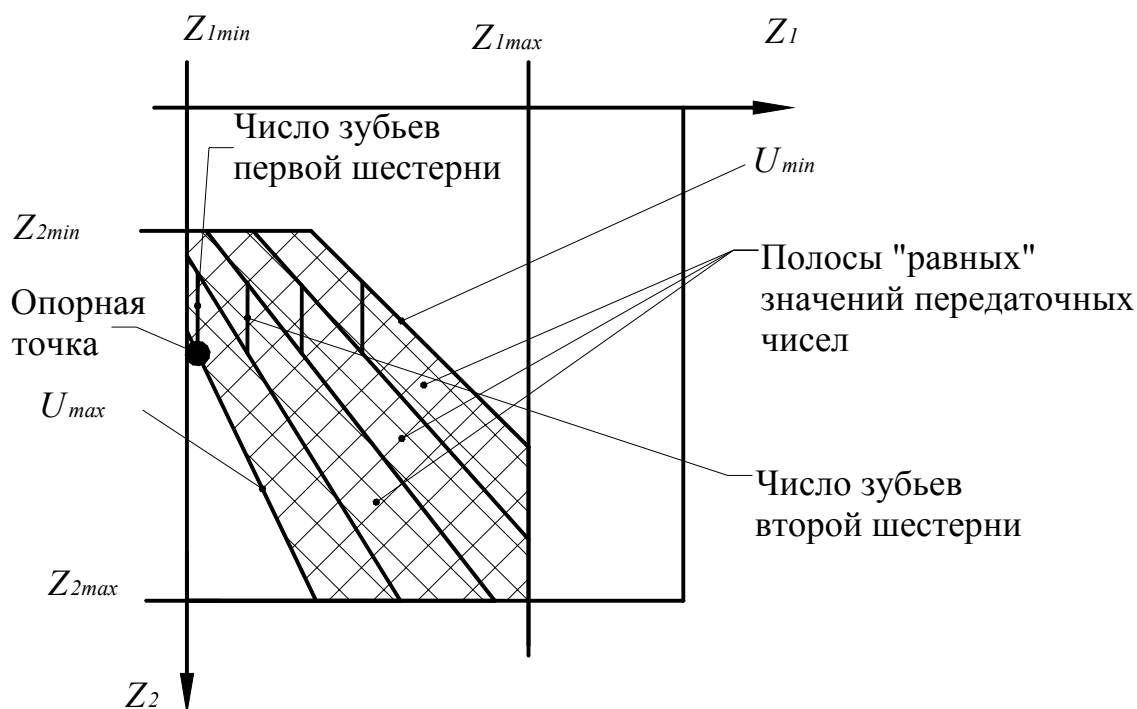


Рис. 2.2.4. Схема выбора числа зубьев шестерен.

Метод «вертикальных» прямых

Это два основных метода, которые позволяют подобрать числа зубьев шестерен и колес для построенного ряда передаточных чисел, причем количество использованных колес и шестерен будет минимальным.

2.3. Примеры подбора пар чисел зубьев для ряда

У одноступенчатых зубчатых передач внешнего зацепления небольшие компоновочные возможности, но, тем не менее, они находят широкое применение в редукторостроении.

2.3.1. Построение ряда передаточных чисел

Подбор пар чисел зубьев для ряда начинается с расчета ряда передаточных чисел. Допустимый интервал передаточных чисел для

цилиндрической передачи внешнего зацепления, согласно [20, 21, 28–31], составляет от $U_{min} = 1,8$ до $U_{max} = 8$. Ряд передаточных чисел строим по возрастающей геометрической прогрессии с погрешностью $\varepsilon = 6\%$ (или, что то же самое, с рекомендованным коэффициентом ряда, равным 1.06 и R40) по формулам (2.2.7). Результаты расчетов приведены в табл. 2.3.1. По формуле (2.3.8) количество членов ряда $k = 26$.

Таблица 2.3.1

Ряд передаточных чисел для относительной погрешности $\varepsilon=6\%$

№ ПЧ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
u	1,800	1,908	2,022	2,144	2,272	2,409	2,553	2,707	2,869	3,041	3,224	3,417	3,622	3,839

№	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
u	4,070	4,314	4,573	4,847	5,138	5,446	5,773	6,119	6,486	6,876	7,288	7,725

Промышленное зубонарезное оборудование для стандартных модулей от 1 до 8 без особых проблем позволяет нарезать числа зубьев от $Z_{1min} = 13$ до $Z_{2max} = 130$, тогда, используя формулы (2.1.10), (2.1.11) получим:

$$Z_{1max} = \frac{130}{1,8} \approx 72;$$

$$Z_{2min} = 13 * 1,8 \approx 23.$$

При рассчитанных значениях корректируем общую таблицу передаточных чисел, не рассматриваем значения от $U_{min} = 1,8$ до $U_{max} = 8$, а также учитываем соответствующие числа зубьев шестерни и колеса от $Z_{1min} = 13$ до $Z_{2max} = 130$.

Заданные значения $U_{min} = 1,8$, $U_{max} = 8$, $Z_{1min} = 13$, $Z_{2max} = 130$ позволяют построить общую таблицу передаточных чисел, определить рабочую область, выделить полосы «равных» значений и опорные точки.

2.3.2. Минимальное количество зубчатых колес и шестерен

Используя формулы (2.2.12) и (2.2.13) для расчета количества зубчатых колес и шестерен, получаем данные, приведенные в табл. 2.3.2 и графически представленные на рис. 2.3.1.

Таблица 2.3.2

Количество зубчатых колес и шестерен

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
n_z	27,00	15,00	11,67	10,50	10,20	10,33	10,71	11,25	11,89	12,60	13,36	14,17	15,00	15,86

№	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
n_z	16,73	17,63	18,53	19,44	20,37	21,30	22,24	23,18	24,13	25,08	26,04

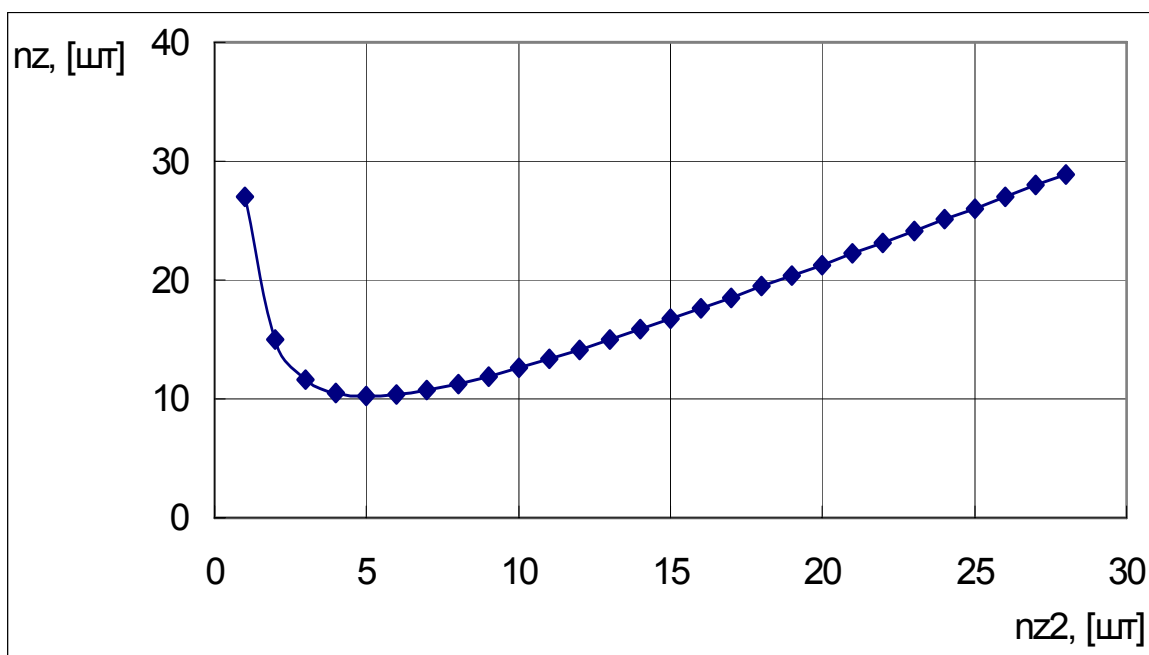


Рис 2.3.1. Количество зубчатых колес и шестерен.

Как видно из рис. 2.3.1 и табл. 2.3.2, существует минимальное значение количества зубчатых колес и шестерен, равное 10,20. Тогда общее количество $n_z = 10$, из них шестерен $n_{z1} = 5$ и, соответственно, колес $n_{z2} = 5$.

2.3.3. Подбор чисел зубьев методом «горизонтальных» прямых

В качестве опорной точки можно выбрать значения $Z_1 = 16$, $Z_2 = 127$. Используя метод «горизонтальных» прямых, а также общую таблицу передаточных чисел и минимальное количество зубчатых колес и шестерен, подбираем пары чисел зубьев для определенного ряда передаточных чисел одноступенчатой передачи. Полученные результаты приведены в табл. 2.3.3.

Таблица 2.3.3

Подбор пар чисел зубьев шестерен и колес

№	$U_{\text{теор}}$	Z_1	Z_2	$U_{\text{фактич}}$	Погрешность, %
1	1,800	21	39	1,857	3,2
2	1,908	20	39	1,950	2,2
3	2,022	19	39	2,053	1,5
4	2,144	18	39	2,167	1,1
5	2,272	17	39	2,294	1,0
6	2,409	16	39	2,438	1,2
7	2,553	20	49	2,450	4,0
8	2,707	19	49	2,579	4,7
9	2,869	18	49	2,722	5,0
10	3,041	17	49	2,882	5,1
11	3,224	16	49	3,063	5,2
12	3,417	20	67	3,350	2,0
13	3,622	19	67	3,526	2,6
14	3,839	18	67	3,722	3,0
15	4,070	17	67	3,941	3,2
16	4,314	16	67	4,188	2,9
17	4,573	20	93	4,650	1,7

18	4,847	19	93	4,895	1,0
19	5,138	18	93	5,167	0,6
20	5,446	17	93	5,471	0,5
21	5,773	16	93	5,813	0,7
22	6,119	20	127	6,350	3,8
23	6,486	19	127	6,684	3,1
24	6,876	18	127	7,056	2,6
25	7,288	17	127	7,471	2,5
26	7,725	16	127	7,938	2,7

Как видно из табл. 2.3.3, используется пять шестерен с числами зубьев 16, 17, 18, 19, 20, и пять колес с числами зубьев 127, 93, 67, 49, 39. Для первого передаточного числа добавлена шестерня с числом зубьев, равным 21 (используется один раз), так как минимальное значение из табл. 2.3.1 больше 10 и ближайшее целое большее число равно 11. Из табл. 2.3.3 также видно, что $U_{\text{фактич}}$ (фактическое значение передаточного числа, обеспечиваемое числами зубьев) отличается от $U_{\text{теор}}$ (теоретического значения передаточного числа из ряда передаточных чисел) на величину не более 6% ($\varepsilon=6\%$).

Делительные межосевые расстояния для цилиндрической зубчатой передачи при выбранных числах зубьев и нулевом коэффициенте смещения для разных модулей дают межосевые расстояния, приведенные на рис. 2.3.2.

Как видно из рис. 2.3.2, распределения расстояний имеют структуру. Так, они группируются по количеству зубчатых колес. В каждой группе они отличаются на небольшую величину и содержат количество точек, равное количеству шестерен. Кроме того, в каждой группе с увеличением передаточного числа делительное межосевое расстояние несколько уменьшается.

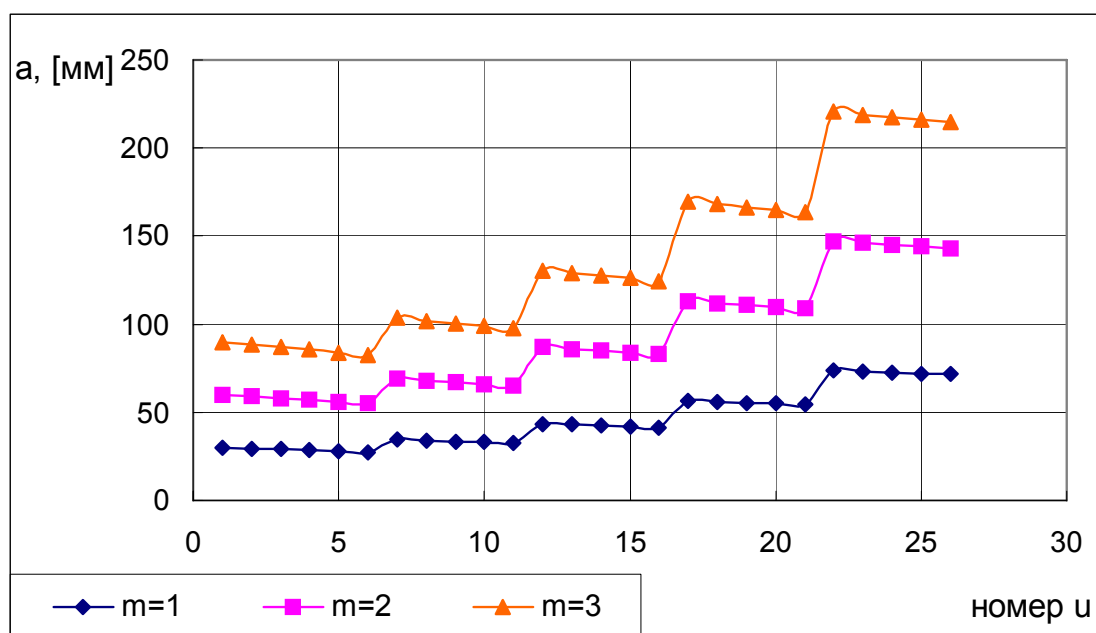


Рис. 2.3.2. Распределение межосевых расстояний для метода «горизонтальных» прямых

2.3.4. Подбор чисел зубьев методом «вертикальных» прямых

Используя те же исходные данные, как определено в § 2.2.1, подберем пары чисел зубьев методом «вертикальных прямых». Полученные результаты приведены в табл. 2.3.4. Здесь за опорную точку выбраны значения $Z_1 = 17$ и $Z_2 = 128$. Принципиально такой выбор ничего не изменяет, но показывает возможность выбора наиболее выгодного варианта в каждом конкретном случае.

Как видно из табл. 2.3.4, используется также пять шестерен с числами зубьев 50, 40, 30, 22, 17 и пять колес с числами зубьев 102, 108, 114, 121, 128. Но для первого передаточного числа добавлено колесо с числом зубьев, равным 96 (используется один раз). Здесь все аналогично методу «горизонтальных» прямых: также фактическое значение передаточного числа $U_{\text{фактич}}$, обеспечиваемое числами зубьев, отличается от теоретического

значения передаточного числа $U_{\text{теор}}$ из ряда передаточных чисел на величину не более 6% ($\varepsilon=6\%$).

Таблица 2.3.4

Числа зубьев шестерен и колес

№	$U_{\text{теор}}$	Z_1	Z_2	$U_{\text{фактич}}$	Погрешность, %
1	1,800	53	96	1,811	0,629
2	1,908	53	102	1,925	0,866
3	2,022	53	108	2,038	0,778
4	2,144	53	114	2,151	0,324
5	2,272	53	121	2,283	0,485
6	2,409	53	128	2,415	0,253
7	2,553	40	102	2,550	0,118
8	2,707	40	108	2,700	0,259
9	2,869	40	114	2,850	0,662
10	3,041	40	121	3,025	0,526
11	3,224	40	128	3,200	0,744
12	3,417	30	102	3,400	0,498
13	3,622	30	108	3,600	0,607
14	3,839	30	114	3,800	1,016
15	4,070	30	121	4,033	0,901
16	4,314	30	128	4,267	1,097
17	4,573	22	102	4,636	1,386
18	4,847	22	108	4,909	1,281
19	5,138	22	114	5,182	0,853
20	5,446	22	121	5,500	0,992
21	5,773	22	128	5,818	0,783

22	6,119	17	102	6,000	1,945
23	6,486	17	108	6,353	2,051
24	6,876	17	114	6,706	2,474
25	7,288	17	121	7,118	2,337
26	7,725	17	128	7,529	2,532

Делительные межосевые расстояния для цилиндрической зубчатой передачи при выбранных числах зубьев и нулевом коэффициенте смещения для разных модулей дают межосевые расстояния, приведенные на рис. 2.3.3.

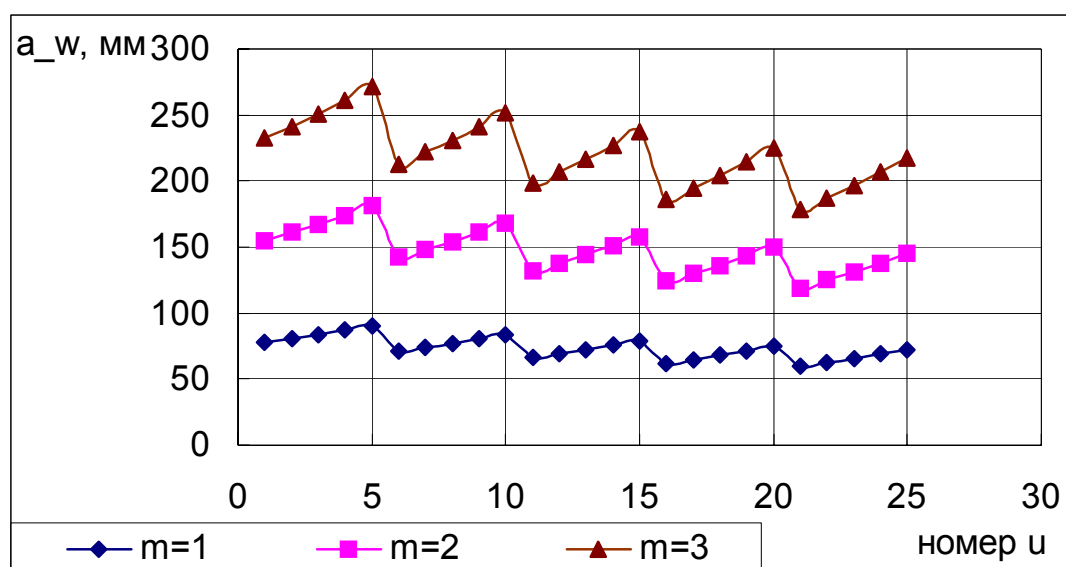


Рис. 2.3.3. Распределение межосевых расстояний для метода «вертикальных» прямых

Как видно из рис. 2.3.3, делительные межосевые расстояния имеют структуру, аналогичную методу «горизонтальных» прямых, но с небольшим отличием. С увеличением передаточного числа делительное межосевое расстояние при переходе к следующей группе уменьшаются, а в каждой группе они увеличиваются.

2.3.5. Применение методов для других типов передач

Для всего многообразия передач внешнего зацепления, таких как передачи Новикова, конические, цевочные, червячные, гипоидные и т.д., а также всех различий в их применении есть одно свойство, которое одинаково для всех. Это передаточное число, которое есть отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

Для кинематических исследований все отличия в типах и видах передач сводятся к различиям значений U_{min} , U_{max} , Z_{1min} , Z_{1max} , Z_{2min} , Z_{2max} . Это ведет к различным таблицам передаточных чисел, используемому количеству зубчатых колес и шестерен, различным опорным точкам и, как следствие, к различным значениям чисел зубьев колес и шестерен. Применяемые и описанные методы при этом остаются неизменными.

Эти методы не дают единственного решения для ряда передаточных чисел, но количество возможных рядов ограничено. Исследования различных рядов и пар чисел зубьев выходят за рамки данной работы.

ГЛАВА 3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Разбиение общего передаточного числа по ступеням

Двух- и более ступенчатые зубчатые передачи имеют преимущества перед одноступенчатыми по компоновочным схемам, конструктивным исполнениям, широте диапазона передаточных чисел и т.д. и т.п. Поэтому актуальной задачей является построение рядов таких передач, которые бы имели минимальную номенклатуру зубчатых колес и шестерен и корпусов и максимальную густоту ряда.

Вопросам разбиения общего передаточного числа по ступеням посвящено достаточно много исследований [1–3 и др.]. Для цилиндрических зубчатых передач принципиально возможны только два способа разбиения:

- А). равные значения передаточных чисел на ступенях;
- Б). неравные значения передаточных чисел на ступенях.

Эти два способа применимы как к соосным, так и выполненным по развернутой схеме передачам. При неравных значениях появляется возможность управлять величиной момента инерции, кинематического мертвого хода и др.

3.1.1. Равные значения передаточных чисел

При равных значениях передаточных чисел на ступенях передаточное число на одной ступени составляет

$$U_i = \sqrt[i]{U_{\text{общ}}} \quad (3.1.1)$$

где i – номер ступени. На рис. 3.1.1 представлены соответствующие зависимости для одно-, двух- и трехступенчатой зубчатой передачи. Здесь по оси OX откладываем значение общего передаточного числа $U_{\text{общ}}$, по оси OY

величину передаточного числа на ступени $U_{ступ}$. Необходимо выбрать минимальное U_{min} и максимальное U_{max} значения передаточных чисел на первой ступени. При этом, естественно, линия первой ступени является прямой и при одинаковом масштабе по осям OX и OY располагается под углом 45° , так как для первой ступени общее передаточное число и передаточное число на ступени имеют равные значения.

Линия, соответствующая второй ступени, имеет начало по оси OX сразу за максимальным значением первой ступени, а по оси OY – значение больше минимального, так как минимальное передаточное число двухступенчатой передачи больше максимального значения на первой ступени. Линия соответствует степенной функции $i = 2$ в (3.1.1).

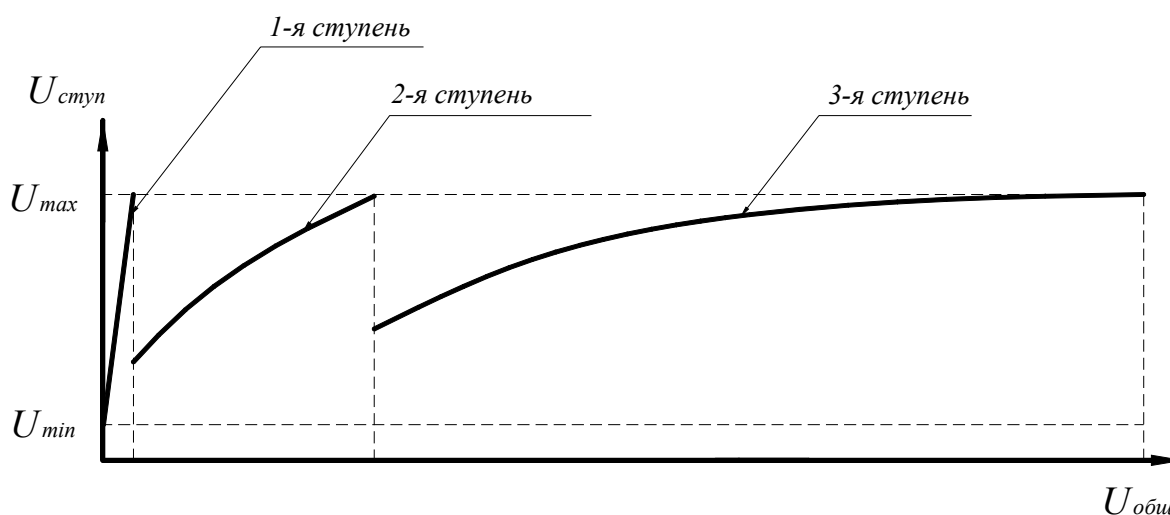


Рис. 3.1.1. Распределение общего передаточного числа при равных передаточных числах на ступенях

Линия для третьей ступени имеет такую же структуру, как для двух ступеней. По общему передаточному числу выбирается передаточное число на каждой ступени.

3.1.2. Соосные зубчатые передачи

Из всех двух- и более ступенчатых передач наибольший интерес представляют соосные, так как они имеют меньшие габариты, массы и т.д. Область их применения не ограничивается применением в редукторах, а увеличивается за счет использования в станкостроении, коробках перемены передач и т.д.

Для двухступенчатой цилиндрической передачи внешнего зацепления диапазон передаточных чисел находится в интервале от 4 до 50 [20, 21, 28–31]. Рекомендуемые значения коэффициента геометрической прогрессии $q=1.06$ или $q=1.03$. Используя данные коэффициенты, а также некоторые промежуточные значения, можно построить ряд передаточных чисел, как для одноступенчатой передачи, по формулам (2.2.7), а по (2.2.8) можно рассчитать количество членов ряда. Полученные значения представлены на рис. 3.1.2.

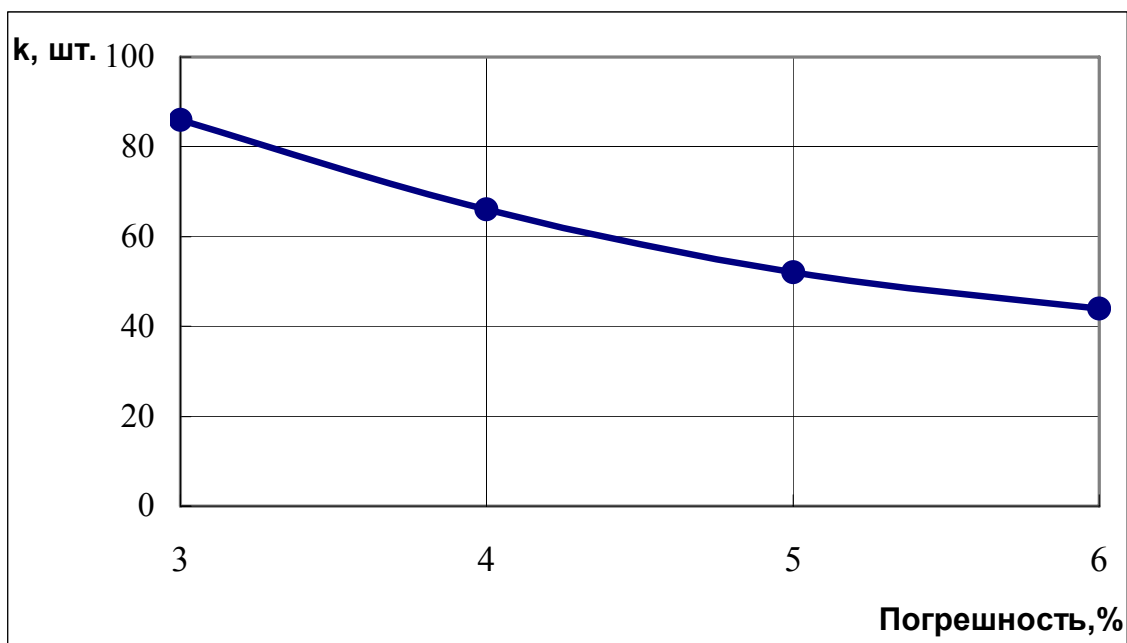


Рис. 3.1.2. Зависимость количества членов ряда от погрешности ε .

Как видно из рис. 3.1.1, при точности $\varepsilon=6\%$ и, соответственно, $q=1.06$ имеется 44 члена ряда, для 5% и $q=1.05$ – 52, 4% $q=1.04$ – 65 и 3% $q=1.03$ – 86 членов ряда, соответственно.

Важнейшим вопросом для двухступенчатых передач является разбиение общего передаточного числа по ступеням. Как известно, для двухступенчатой передачи общее передаточное число выражается следующим образом:

$$U = U_1 * U_2 = \frac{Z_2}{Z_1} * \frac{Z_4}{Z_3}, \quad (3.1.2)$$

что можно записать в виде

$$\begin{aligned} Z_2 &= U_1 * Z_1, \\ Z_4 &= U_2 * Z_3. \end{aligned} \quad (3.1.3)$$

или

$$U_1 = \frac{U}{U_2}. \quad (3.1.4)$$

Выбирая соосный двухступенчатый редуктор (межосевые расстояния равны), мы тем самым освобождаемся от необходимости учитывать диаметры валов. Для межосевых расстояний соосных передач можно записать:

$$a_{w1} = a_{w2}. \quad (3.1.5)$$

где

$$a_{w1} = \frac{Z_1 + Z_2}{2 * \cos(\beta_1)} * m_1 = \frac{Z_1 + U_1 * Z_1}{2 * \cos(\beta_1)} * m_1 = \frac{Z_1 * (1 + U_1) * m_1}{2 * \cos(\beta_1)} \quad (3.1.6)$$

,

$$a_{w2} = \frac{Z_3 + Z_4}{2 * \cos(\beta_2)} * m_2 = \frac{Z_3 + U_2 * Z_3}{2 * \cos(\beta_2)} * m_2 = \frac{Z_3 * (1 + U_2) * m_2}{2 * \cos(\beta_2)}. \quad (3.1.7)$$

Объединяя (3.1.6) и (3.1.7), получим

$$\frac{Z_1 * (1 + U_1) * m_1}{2 * \cos(\beta_1)} - \frac{Z_3 * (1 + U_2) * m_2}{2 * \cos(\beta_2)} = 0. \quad (3.1.8)$$

Выполняя преобразования

$$2 * \cos(\beta_2) * Z_1 * m_1 * (1 + U_1) - 2 * \cos(\beta_1) * Z_3 * m_2 * (1 + U_2) = 0. \quad (3.1.9)$$

и обозначая

$$\begin{aligned} q_1 &= 2 * \cos(\beta_2) * Z_1 * m_1 \\ q_2 &= 2 * \cos(\beta_1) * Z_3 * m_2 \end{aligned} \quad (3.1.10)$$

можно представить (3.1.9) в виде

$$q_1 * (1 + U_1) - q_2 * (1 + U_2) = 0. \quad (3.1.11)$$

Используя (3.1.4), преобразуем (3.1.11) к виду

$$q_1 * (1 + \frac{U}{U_2}) - q_2 * (1 + U_2) = 0. \quad (3.1.12)$$

или

$$q_1 * U_2 + q_1 * U - q_2 * U_2 - q_2 * U_2^2 = 0. \quad (3.1.13)$$

Окончательные преобразования дают

$$q_2 * U_2^2 - U_2 * (q_1 - q_2) - q_1 * U = 0. \quad (3.1.14)$$

Формула (3.1.14) – квадратное уравнение относительно U_2 . Выберем решение, которое находится в положительной области значений:

$$U_2 = \frac{1}{2 * q_2} * (q_1 - q_2 + \sqrt{q_1^2 - 2 * q_1 * q_2 + q_2^2 + 4 * q_2 * q_1 * U}). \quad (3.1.15)$$

В формулу (3.1.10) и, соответственно, (3.1.15) входят значения β_1 , β_2 , m_1 и m_2 , которые в общем случае на первой и второй ступени могут отличаться друг от друга.

3.1.3. Неравные значения передаточных чисел на ступенях

Для определенности можно принять, что каждая последующая ступень имеет меньшее передаточное число как на рис. 3.1.3. Это допущение не ограничивает общность подхода, так как всегда можно перенумеровать номера ступеней.

Функции, описывающие линии, можно записать с помощью двух параметров. Можно разделить эти функции на два вида:

- линейные,
- нелинейные.

Линейная функция. В общем виде линейная функция записывается как

$$f(x) = kx + b, \quad (3.1.16)$$

где k и b – параметры.

Для краткости записи в данном параграфе примем следующие обозначения. Ось $U_{общ}$ обозначим X , ось $U_{ступ}$ – Y , а соответствующие координаты точек (X, Y) . Вид линий для трехступенчатой передачи представлен на рис 3.1.3.

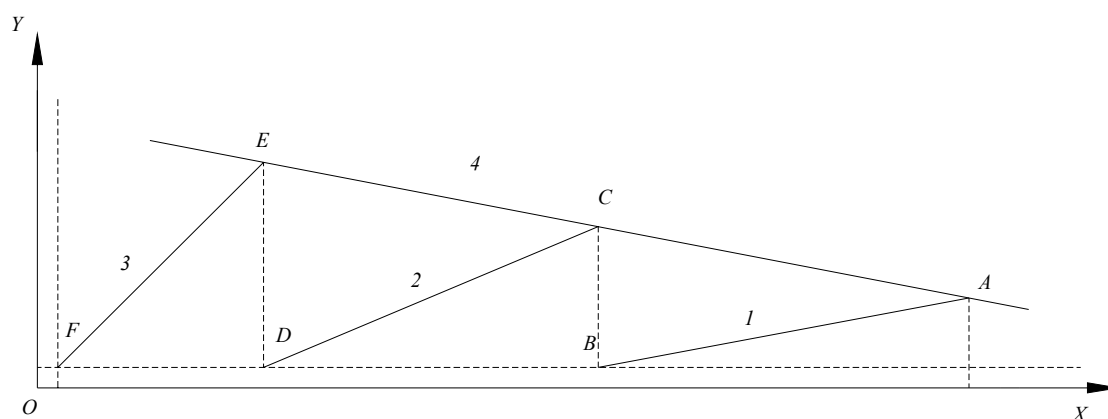


Рис. 3.1.3. Распределение общего передаточного числа при неравных передаточных числах на ступенях. Линейная зависимость

Для каждой линии (1, 2, 3, 4, рис. 3.1.3.) можно записать уравнение прямой в виде (3.1.16). Полная система уравнений для трехступенчатой передачи имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} y_A = k_1 \cdot x_A + b_1, \\ y_B = k_1 \cdot x_B + b_1, \\ y_C = k_2 \cdot x_C + b_2, \\ y_D = k_2 \cdot x_D + b_2, \\ y_E = k_3 \cdot x_E + b_3, \\ y_F = k_3 \cdot x_F + b_3, \\ y_A = k_4 \cdot x_A + b_4, \\ y_C = k_4 \cdot x_C + b_4, \\ y_E = k_4 \cdot x_E + b_4, \\ y_E \cdot y_C \cdot y_A = x_A, \\ x_E = y_E = x_D, \\ x_C = x_B. \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (3.1.17) \\ (3.1.18) \\ (3.1.19) \\ (3.1.20) \\ (3.1.21) \\ (3.1.22) \\ (3.1.23) \\ (3.1.24) \\ (3.1.25) \\ (3.1.26) \\ (3.1.27) \\ (3.1.28) \end{array}$$

Как это ни парадоксально, полученная система имеет единственное решение. Из уравнения (3.1.23) можно получить

$$b_4 = y_A - k_4 \cdot x_A. \quad (3.1.29)$$

Подставим (3.1.29) в уравнения (3.1.24) и (3.1.21):

$$y_C = x_C \cdot k_4 + y_A - k_4 \cdot x_A. \quad (3.1.30)$$

$$y_E = x_E \cdot k_4 + y_A - k_4 \cdot x_A. \quad (3.1.31)$$

Учитывая, что

$$x_C = \frac{x_A}{y_A}, \quad y_E = x_E = \frac{x_C}{y_C} = \frac{x_A}{y_A \cdot y_C}. \quad (3.1.32)$$

и подставляем (3.1.32) в (3.1.31) получим:

$$\frac{x_A}{y_A \cdot y_C} = \frac{x_A}{y_A \cdot y_C} \cdot k_4 + y_A - x_A \cdot k_4. \quad (3.1.33)$$

Упрощаем (3.1.33):

$$\frac{\frac{x_A}{y_A} \cdot (1 - k_4)}{y_A - x_A \cdot k_4} = y_C. \quad (3.1.34)$$

Объединяем (3.1.34) и (3.1.30):

$$\frac{\frac{x_A}{y_A} \cdot (1 - k_4)}{y_A - x_A \cdot k_4} = x_C \cdot k_4 + y_A - x_A \cdot k_4. \quad (3.1.35)$$

или

$$\begin{aligned} \frac{x_A}{y_A} \cdot (1 - k_4) &= x_C \cdot k_4 \cdot (y_A - x_A \cdot k_4) + y_A \cdot (y_A - x_A \cdot k_4) - \\ &- x_A \cdot k_4 \cdot (y_A - x_A \cdot k_4) \end{aligned} \quad (3.1.36)$$

Решая квадратное уравнение (3.1.36) относительно k_4 получим два решения:

$$k_4^1 = \frac{-x_A - x_A \cdot y_A + 2 \cdot x_A y_A^2 + x_A \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot x_A + 2 \cdot y_A + 4 \cdot x_A \cdot y_A - 3 \cdot y_A^2}}{2 \cdot (-x_A^2 + x_A^2 \cdot y_A)}; \quad (3.1.37)$$

$$k_4^2 = \frac{-x_A - x_A \cdot y_A + 2 \cdot x_A y_A^2 - x_A \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot x_A + 2 \cdot y_A + 4 \cdot x_A \cdot y_A - 3 \cdot y_A^2}}{2 \cdot (-x_A^2 + x_A^2 \cdot y_A)}. \quad (3.1.38)$$

Подставляя (3.1.37) и (3.1.38) в (3.1.29), получим два значения b_4 . Не составляет труда определить остальные неизвестные системы уравнений (3.1.17)–(3.1.28).

В редукторостроении для цилиндрических зубчатых передач принято, что передаточное число на одной ступени $8 > U_{стун} > 1$, а для трехступенчатой передачи $250 > U_{общ} > 110$. Тогда можно представить зависимость $U_{1стун} (Z_a)$ от $U_{стун} (Y_a)$ и $U_{общ} (X_a)$. Решая систему уравнений (рис. 3.1.37) и (3.1.38), получим графики соответствующих зависимостей (рис. 3.1.4 и 3.1.5).

Из рис. 3.1.4 и 3.1.5 видно, что в области использования передаточных чисел нет особых точек, максимума, минимума или точек перегиба. В возможном диапазоне чисел зубьев функции монотонно возрастают (3.1.4) при положительном значении k_4 , или убывают (3.1.5) при отрицательном значении k_4 . Отсутствие таких точек означает, что с точки зрения кинематики нет выделенных передаточных чисел, имеющих особые свойства. Единственность решения системы уравнений (3.1.17)–(3.1.27) означает, что никаких других решений не существует.

При принятых исходных данных $8 > U_{стун} > 1$ и $250 > U_{общ} > 110$ для трехступенчатой передачи видно, что $U_{1стун}$ изменяется от -60 до 1 (положительное решение) и от 1 до 25 (отрицательное решение). Очевидно, что положительное решение (3.1.34) не рассматривается в дальнейшем. А отрицательное решение (3.1.35) принимает значение до 25, чего не может быть. Определение допустимых значений $U_{стун}$ и $U_{общ}$ выходит за рамки данной работы.

Необходимо помнить, что прямые линии рис 3.1.3 состоят из отдельных точек с соответствующими передаточными числами, которые реализуются определенными числами зубьев.

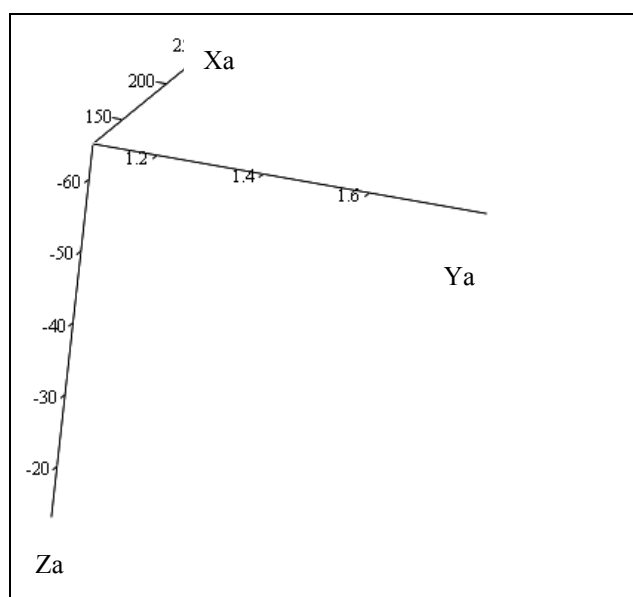


Рис. 3.1.4. Зависимость передаточного числа на первой ступени от общего передаточного числа. Положительное решение

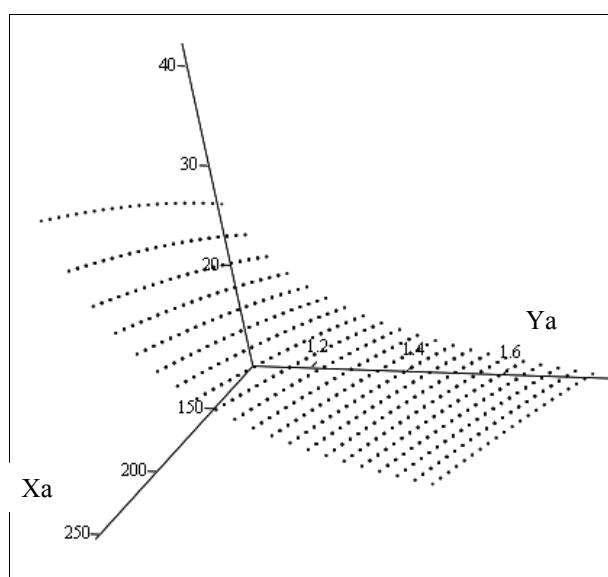


Рис. 3.1.5. Зависимость передаточного числа на первой ступени от общего передаточного числа. Отрицательное решение

Нелинейная функция. Ее можно представить в виде экспоненциальной функции

$$f(x) = e^{kx} + b \quad (3.1.39)$$

Вид соответствующих функций представлен на рис. 3.1.6. При этом линии 1, 2, 3 будут прямыми, так как нет необходимости представлять их иначе. Можно составить систему уравнений, аналогичных (3.1.17)–(3.1.28).

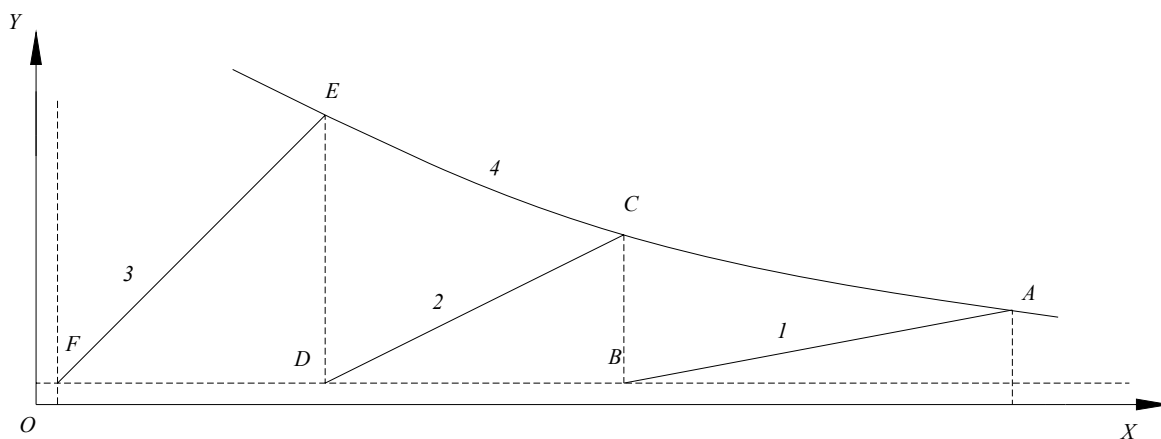


Рис. 3.1.6. Распределение общего передаточного числа при неравных передаточных числах на ступенях по экспоненциальной функции

Система имеет вид.

$$y_A = k_1 \cdot x_A + b_1, \quad (3.1.40)$$

$$y_B = k_1 \cdot x_B + b_1, \quad (3.1.41)$$

$$y_C = k_2 \cdot x_C + b_2, \quad (3.1.42)$$

$$y_D = k_2 \cdot x_D + b_2, \quad (3.1.43)$$

$$y_E = k_3 \cdot x_E + b_3, \quad (3.1.44)$$

$$y_F = k_3 \cdot x_F + b_3, \quad (3.1.45)$$

$$y_A = e^{k_4 \cdot x_A} + b_4, \quad (3.1.46)$$

$$y_C = e^{k_4 \cdot x_C} + b_4, \quad (3.1.47)$$

$$y_E = e^{k_4 \cdot x_E} + b_4, \quad (3.1.48)$$

$$y_E \cdot y_C \cdot y_A = x_A, \quad (3.1.49)$$

$$x_E = y_E = x_D, \quad (3.1.50)$$

$$x_C = x_B. \quad (3.1.51)$$

После преобразований можно также найти решение. Данная работа была проделана с использованием программы алгебраических вычислений Mathematica 5. Полученное решение чрезвычайно громоздко и не привносит дополнительных новых данных к линейному решению.

3.2. Пример соосной двухступенчатой передачи

В § 3.1.2 показано, что передаточные числа соосной передачи могут быть как равными на ступенях (формула (3.1.1) и рис. 3.1.1), так и не равными (см. (3.1.15)). Построение ряда передач начинается с ряда передаточных чисел. Для этого определяем допустимые значения U_{min} , U_{max} всего ряда и U_{min1} , U_{max1} первой ступени, а также коэффициент геометрической прогрессии.

3.2.1. Равные значения передаточных чисел на ступенях

Принимаем $U_{min} = 4$, $U_{max} = 50$ и $q = 1,06$, что соответствует погрешности $\varepsilon = 6\%$. Количество членов ряда при этом:

$$k = \frac{\ln(u_{max}) - \ln(u_{min})}{\ln(1 + \varepsilon)}. \quad (3.2.1)$$

Соответствующее значение $k = 44$.

Определяем минимальное количество зубчатых колес и шестерен, используя формулу (2.2.12):

$$n_z = \frac{k}{n_{z2}} + n_{z2} \quad (3.2.2)$$

Графически расчеты представлены на рис. (3.2.1). Получено, что минимальное количество $n_z = 13$, $n_{z1} = 6$, $n_{z2} = 7$, т. е. необходимо использовать

6 шестерен и 7 зубчатых колес. Используя метод горизонтальных прямых и опорную точку с $Z_1 = 18$ и $Z_2 = 125$, подберем пары чисел зубьев для реализации ряда передаточных чисел. Результаты подбора пар чисел зубьев представлены в табл. 3.2.1.

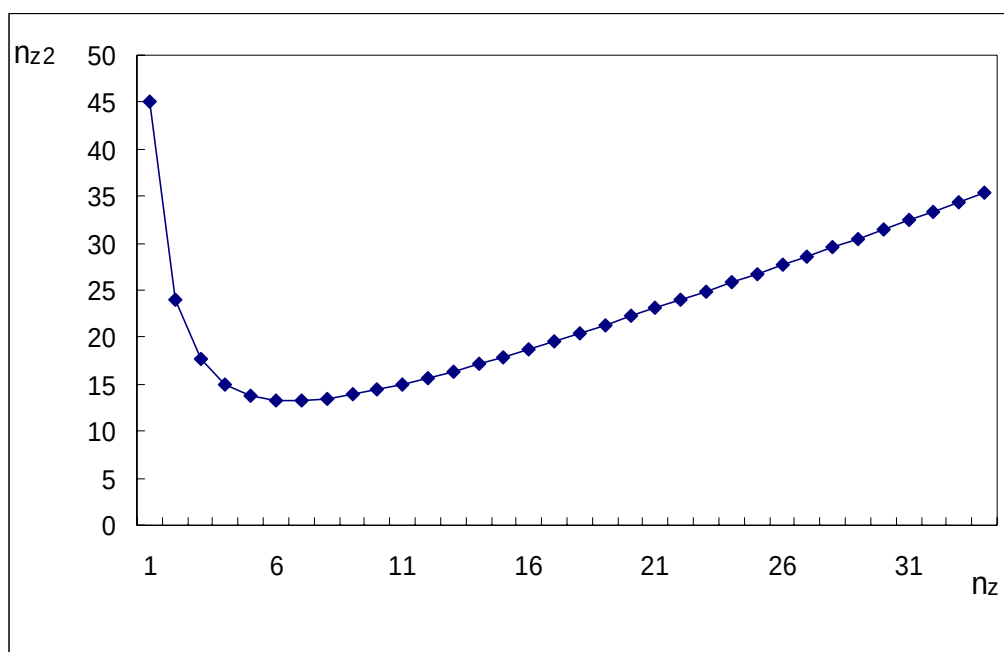


Рис. 3.2.1. Количество зубчатых колес и шестерен при $q = 1.06$.

Таблица 3.2.1

Определение пар чисел зубьев методом горизонтальных прямых

№	Z_1	Z_2	$U_{1пр}$	$U_{теор}$	Абс.погр	Отн.погр	$U_{2теор}$	$U_2 пр$	Абс.погр	Отн.погр
1	21	44	2,095	2,000	-0,036	-1,724	4,000	4,390	0,150	3,538
2	21	44	2,095	2,059	0,025	1,182	4,240	4,390	-0,104	-2,322
3	21	46	2,190	2,120	-0,008	-0,356	4,494	4,798	0,034	0,716
4	21	46	2,190	2,183	0,057	2,590	4,764	4,798	-0,252	-4,985
5	20	46	2,300	2,247	0,014	0,593	5,050	5,290	-0,063	-1,175
6	19	46	2,421	2,314	-0,039	-1,612	5,353	5,861	0,187	3,303
7	19	46	2,421	2,382	0,031	1,297	5,674	5,861	-0,153	-2,544
8	18	46	2,556	2,452	-0,031	-1,197	6,015	6,531	0,155	2,439
9	18	46	2,556	2,525	0,044	1,723	6,375	6,531	-0,227	-3,360
10	21	57	2,714	2,600	-0,038	-1,394	6,758	7,367	0,204	2,847
11	21	57	2,714	2,676	0,041	1,521	7,163	7,367	-0,226	-2,974
12	20	57	2,850	2,756	-0,013	-0,455	7,593	8,123	0,074	0,916

13	19	57	3,000	2,837	-0,079	-2,636	8,049	9,000	0,468	5,489
14	19	57	3,000	2,921	0,007	0,242	8,532	9,000	-0,044	-0,482
15	18	57	3,167	3,007	-0,071	-2,226	9,044	10,028	0,442	4,606
16	18	57	3,167	3,096	0,021	0,664	9,586	10,028	-0,134	-1,315
17	21	69	3,286	3,188	-0,004	-0,115	10,161	10,796	0,025	0,230
18	21	69	3,286	3,282	0,093	2,838	10,771	10,796	-0,621	-5,443
19	20	69	3,450	3,379	0,029	0,836	11,417	11,903	-0,200	-1,652
20	19	69	3,632	3,479	-0,050	-1,374	12,102	13,188	0,360	2,805
21	19	69	3,632	3,582	0,056	1,542	12,829	13,188	-0,410	-3,014
22	18	69	3,833	3,688	-0,037	-0,958	13,598	14,694	0,280	1,945
23	18	69	3,833	3,797	0,076	1,970	14,414	14,694	-0,585	-3,826
24	21	85	4,048	3,909	-0,023	-0,574	15,279	16,383	0,187	1,158
25	21	85	4,048	4,024	0,096	2,366	16,196	16,383	-0,784	-4,568
26	20	85	4,250	4,143	0,016	0,373	17,167	18,063	-0,135	-0,742
27	19	85	4,474	4,266	-0,082	-1,827	18,198	20,014	0,724	3,756
28	19	85	4,474	4,392	0,048	1,076	19,289	20,014	-0,433	-2,117
29	18	85	4,722	4,522	-0,067	-1,413	20,447	22,299	0,626	2,888
30	18	85	4,722	4,655	0,071	1,501	21,674	22,299	-0,675	-2,936
31	21	104	4,952	4,793	-0,018	-0,355	22,974	24,526	0,174	0,713
32	21	104	4,952	4,935	0,128	2,591	24,352	24,526	-1,287	-4,988
33	20	104	5,200	5,081	0,031	0,594	25,814	27,040	-0,322	-1,178
34	19	104	5,474	5,231	-0,088	-1,610	27,362	29,961	0,957	3,300
35	19	104	5,474	5,386	0,071	1,298	29,004	29,961	-0,783	-2,547
36	18	104	5,778	5,545	-0,069	-1,196	30,744	33,383	0,794	2,436
37	18	104	5,778	5,709	0,100	1,725	32,589	33,383	-1,162	-3,363
38	21	125	5,952	5,877	0,099	1,660	34,544	35,431	-1,186	-3,239
39	21	125	5,952	6,051	0,099	1,660	36,617	35,431	-1,186	-3,239
40	20	125	6,250	6,230	-0,020	-0,319	38,814	39,063	0,248	0,640
41	19	125	6,579	6,414	-0,165	-2,503	41,143	43,283	2,140	5,201
42	19	125	6,579	6,604	0,025	0,379	43,611	43,283	-0,329	-0,754
43	18	125	6,944	6,799	-0,145	-2,093	46,228	48,225	1,997	4,320
44	18	125	6,944	7,000	0,056	0,802	49,002	48,225	-0,777	-1,585

Как видно из табл. 3.2.1, можно реализовать 25 передаточных чисел для двухступенчатой сосной передачи, используя 4 шестерни (с числами зубьев 18, 19, 20, 21) и 7 зубчатых колес (с числами зубьев 125, 104, 85, 69, 57, 46, 44). Уменьшается количество передаточных чисел, так как некоторые передаточные числа дублируются одинаковыми числами зубьев, но, тем не

менее, находятся в пределах выбранной погрешности. Это связано с применением метода горизонтальных прямых.

Применение метода вертикальных прямых дает результат, приведенный в табл. 3.2.2.

Таблица 3.2.2.

Определение пар чисел зубьев методом вертикальных прямых

№	Z_1	Z_2	$U_{1\text{пр}}$	$U_{\text{теор}}$	Абс.погр	Отн.погр	$U_{2\text{теор}}$	$U_2 \text{ пр}$	Абс.погр	Отн.погр
1	48	99	2,063	2,000	-0,003	-0,164	4,000	4,254	0,014	0,328
2	48	102	2,125	2,059	-0,005	-0,235	4,240	4,516	0,021	0,472
3	45	99	2,200	2,120	-0,017	-0,788	4,494	4,840	0,076	1,594
4	45	102	2,267	2,183	-0,019	-0,859	4,764	5,138	0,088	1,740
5	45	105	2,333	2,247	-0,020	-0,844	5,050	5,444	0,092	1,710
6	45	108	2,400	2,314	-0,018	-0,749	5,353	5,760	0,086	1,514
7	45	112	2,489	2,382	-0,036	-1,464	5,674	6,195	0,180	2,994
8	45	115	2,556	2,452	-0,031	-1,197	6,015	6,531	0,155	2,439
9	38	99	2,605	2,525	-0,006	-0,217	6,375	6,787	0,029	0,436
10	38	102	2,684	2,600	-0,008	-0,289	6,758	7,205	0,042	0,581
11	38	105	2,763	2,676	-0,008	-0,274	7,163	7,635	0,042	0,551
12	38	108	2,842	2,756	-0,005	-0,178	7,593	8,078	0,029	0,358
13	38	112	2,947	2,837	-0,026	-0,898	8,049	8,687	0,155	1,820
14	38	115	3,026	2,921	-0,019	-0,630	8,532	9,159	0,115	1,271
15	32	99	3,094	3,007	0,002	0,078	9,044	9,571	-0,015	-0,156
16	32	102	3,188	3,096	0,000	0,006	9,586	10,160	-0,001	-0,012
17	32	105	3,281	3,188	0,001	0,021	10,161	10,767	-0,004	-0,042
18	32	108	3,375	3,282	0,004	0,117	10,771	11,391	-0,027	-0,234
19	32	112	3,500	3,379	-0,021	-0,604	11,417	12,250	0,148	1,220
20	32	115	3,594	3,479	-0,012	-0,335	12,102	12,915	0,086	0,674
21	27	99	3,667	3,582	0,021	0,570	12,829	13,444	-0,154	-1,131
22	27	102	3,778	3,688	0,019	0,498	13,598	14,272	-0,143	-0,989
23	27	105	3,889	3,797	0,020	0,513	14,414	15,123	-0,156	-1,018
24	27	108	4,000	3,909	0,024	0,610	15,279	16,000	-0,196	-1,209
25	27	112	4,148	4,024	-0,005	-0,115	16,196	17,207	0,040	0,231
26	27	115	4,259	4,143	0,007	0,155	17,167	18,141	-0,056	-0,309
27	23	99	4,304	4,266	0,088	2,036	18,198	18,527	-0,762	-3,950
28	23	102	4,435	4,392	0,087	1,962	19,289	19,667	-0,779	-3,812
29	23	105	4,565	4,522	0,090	1,977	20,447	20,841	-0,832	-3,840
30	23	108	4,696	4,655	0,097	2,076	21,674	22,049	-0,925	-4,025
31	23	112	4,870	4,793	0,065	1,340	22,974	23,713	-0,640	-2,627

32	23	115	5,000	4,935	0,081	1,614	24,352	25,000	-0,814	-3,152
33	19	99	5,211	5,081	0,020	0,391	25,814	27,150	-0,213	-0,778
34	19	102	5,368	5,231	0,017	0,319	27,362	28,820	-0,184	-0,635
35	19	105	5,526	5,386	0,018	0,334	29,004	30,540	-0,204	-0,664
36	19	108	5,684	5,545	0,024	0,430	30,744	32,310	-0,279	-0,855
37	19	112	5,895	5,709	-0,017	-0,293	32,589	34,748	0,204	0,589
38	19	115	6,053	5,877	-0,001	-0,024	34,544	36,634	0,017	0,047
39	16	99	6,188	6,051	-0,136	-2,203	36,617	38,285	1,668	4,556
40	16	102	6,375	6,230	-0,145	-2,273	38,814	40,641	1,827	4,706
41	16	105	6,563	6,414	-0,148	-2,259	41,143	43,066	1,924	4,675
42	16	108	6,750	6,604	-0,146	-2,165	43,611	45,563	1,951	4,474
43	16	112	7,000	6,799	-0,201	-2,870	46,228	49,000	2,772	5,996
44	16	115	7,188	7,000	-0,187	-2,607	49,002	51,660	2,658	5,425

Как видно из табл. 3.2.2, можно реализовать 44 передаточных числа для двухступенчатой сосной передачи, используя 8 шестерен (с числами зубьев 16, 19, 23, 27, 32, 38, 45, 48) и 6 зубчатых колес (с числами зубьев 115, 112, 108, 105, 102, 99). Увеличение количества шестерен связано с двумя передаточными числами.

Как видно из сравнения табл. 3.2.1 и 3.2.2, метод вертикальных прямых дает более точные результаты.

3.2.2. Неравные значения передаточных чисел на ступенях

Принимаем $U_{min} = 4$, $U_{max} = 50$ и $q = 1,06$. При использовании формулы (3.1.15) принимаем угол наклона зубьев на первой ступени $\beta_1 = 15^\circ$, на второй $\beta_2 = 15^\circ$ и значения модулей $m_1=1$ и $m_2=2$. Количество членов ряда при этом $k = 44$, как и в примере выше.

Соответственно, минимальное количество зубчатых колес и шестерен $n_z = 13$, $n_{z1} = 6$, $n_{z2} = 7$. Используя метод горизонтальных прямых, подберем пары чисел зубьев для реализации передаточных чисел. Результаты подбора пар чисел зубьев для обеих ступеней представлены в табл. 3.2.3.

Таблица 3.2.3

Результаты подбора пар чисел зубьев

N	Z_1	Z_3	z_2	z_4	U_2	U_1	$U_{общ}$	a_{wl}
1.	23	18	65	26	1,444	2,826	4,082	45,552
2.	21	17	65	26	1,529	3,095	4,734	44,517
3.	19	16	65	26	1,625	3,421	5,559	43,482
4.	17	15	65	26	1,733	3,824	6,627	42,446
5.	15	14	65	26	1,857	4,333	8,048	41,411
6.	13	13	65	26	2,000	5,000	10,000	40,376
7.	23	18	77	32	1,778	3,348	5,952	51,764
8.	21	17	77	32	1,882	3,667	6,902	50,729
9.	19	16	77	32	2,000	4,053	8,105	49,693
10.	17	15	77	32	2,133	4,529	9,663	48,658
11.	15	14	77	32	2,286	5,133	11,733	47,623
12.	13	13	77	32	2,462	5,923	14,580	46,587
13.	23	18	89	38	2,111	3,870	8,169	57,975
14.	21	17	89	38	2,235	4,238	9,473	56,940
15.	19	16	89	38	2,375	4,684	11,125	55,905
16.	17	15	89	38	2,533	5,235	13,263	54,870
17.	15	14	89	38	2,714	5,933	16,105	53,834
18.	13	13	89	38	2,923	6,846	20,012	52,799
19.	23	18	105	46	2,556	4,565	11,667	66,258
20.	21	17	105	46	2,706	5,000	13,529	65,222
21.	19	16	105	46	2,875	5,526	15,888	64,187
22.	17	15	105	46	3,067	6,176	18,941	63,152
23.	15	14	105	46	3,286	7,000	23,000	62,117
24.	13	13	105	46	3,538	8,077	28,580	61,081
25.	23	18	123	55	3,056	5,348	16,341	75,575
26.	21	17	123	55	3,235	5,857	18,950	74,540
27.	19	16	123	55	3,438	6,474	22,253	73,505
28.	17	15	123	55	3,667	7,235	26,529	72,469
29.	15	14	123	55	3,929	8,200	32,214	71,434
30.	13	13	123	55	4,231	9,462	40,030	70,399
31.	23	18	145	66	3,667	6,304	23,116	86,963
32.	21	17	145	66	3,882	6,905	26,807	85,928
33.	19	16	145	66	4,125	7,632	31,480	84,893
34.	17	15	145	66	4,400	8,529	37,529	83,857
35.	15	14	145	66	4,714	9,667	45,571	82,822
36.	13	13	145	66	5,077	11,154	56,627	81,787
37.	23	18	171	79	4,389	7,435	32,630	100,422

38.	21	17	171	79	4,647	8,143	37,840	99,387
39.	19	16	171	79	4,938	9,000	44,438	98,351
40.	17	15	171	79	5,267	10,059	52,976	97,316
41.	15	14	171	79	5,643	11,400	64,329	96,281
42.	13	13	171	79	6,077	13,154	79,935	95,245
43.	23	18	203	95	5,278	8,826	46,582	116,986
44.	21	17	203	95	5,588	9,667	54,020	115,951

Для первой ступени используем 6 шестерен (23, 21, 19, 17, 15, 13) и семь соответствующих им колес (65, 77, 89, 105, 123, 145, 171). Для второй ступени – шестерни (18, 17, 16, 15, 14, 13) и колеса (26, 32, 38, 46, 55, 66, 79). Дополнительно используются колесо для первой ступени с числом зубьев 203 и для второй ступени – с числом зубьев 95. Далеко не всегда есть необходимость использовать колеса с числами зубьев 145, 171 и, тем более, 203. Такие результаты получены в связи с использованием метода горизонтальных прямых, также как и в § 3.2.1. Метод вертикальных прямых дает более точные результаты.

Распределение передаточных чисел по ступеням представлено на рис. 3.2.2.

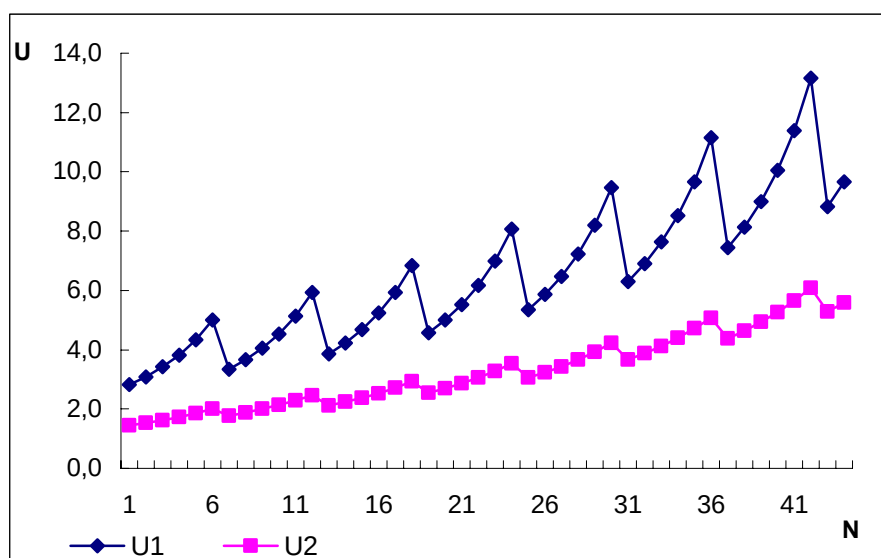


Рис. 3.2.2. Распределение передаточных чисел по ступеням

Общие передаточные числа можно расположить по возрастанию, тогда они образуют ряд представленный на рис. 3.2.3.

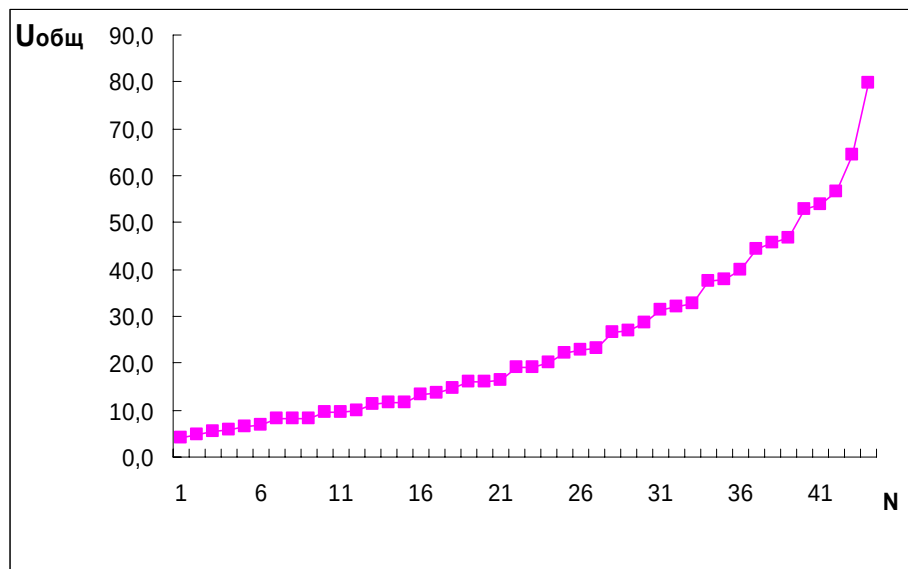


Рис. 3.2.3. Ряд передаточных чисел

Распределение межосевых расстояний представлено на рис. 3.2.4.

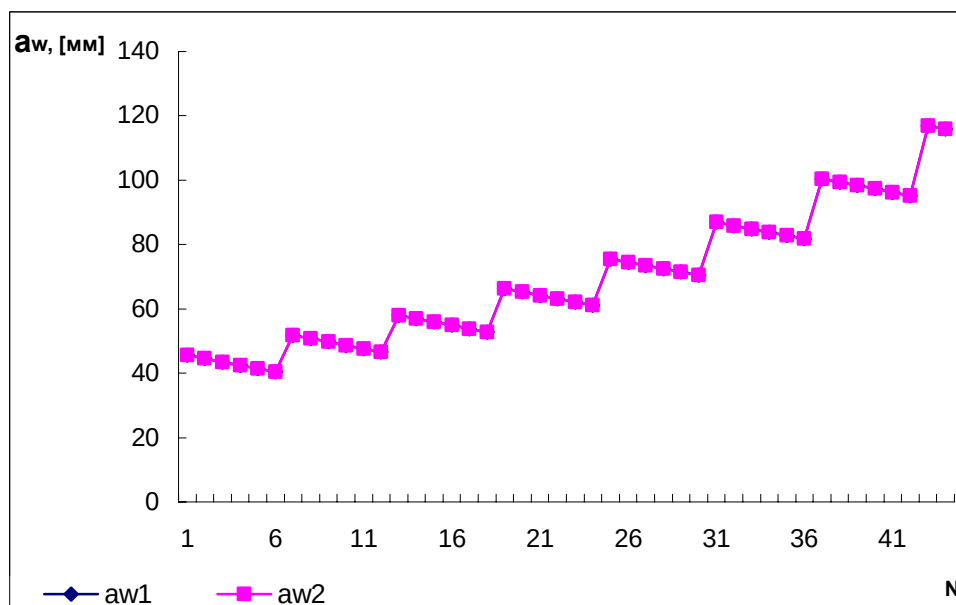


Рис. 3.2.4. Распределение межосевых расстояний

3.3. Пример построения ряда трехступенчатой передачи

3.3.1. Разбиение передаточного числа по ступеням

При распределении общего передаточного числа по ступеням для ряда редукторов трехступенчатой зубчатой передачи при линейных функциях записываем уравнения вида (3.1.17) – (3.1.27),

При этом принимаем следующие начальные значения для решения уравнений:

- общее передаточное число $x_A=90$;
- передаточное отношение на первой ступени $y_A=3,2$;
- минимальное передаточное число на ступени 1,06;
- максимальное передаточное число на ступени 8;
- передаточное число каждой следующей ступени должно быть меньше, чем на предыдущей (коэффициент k_4 линии 4 должен быть отрицательным), данные схематично представлены на рис. 3.3.1.

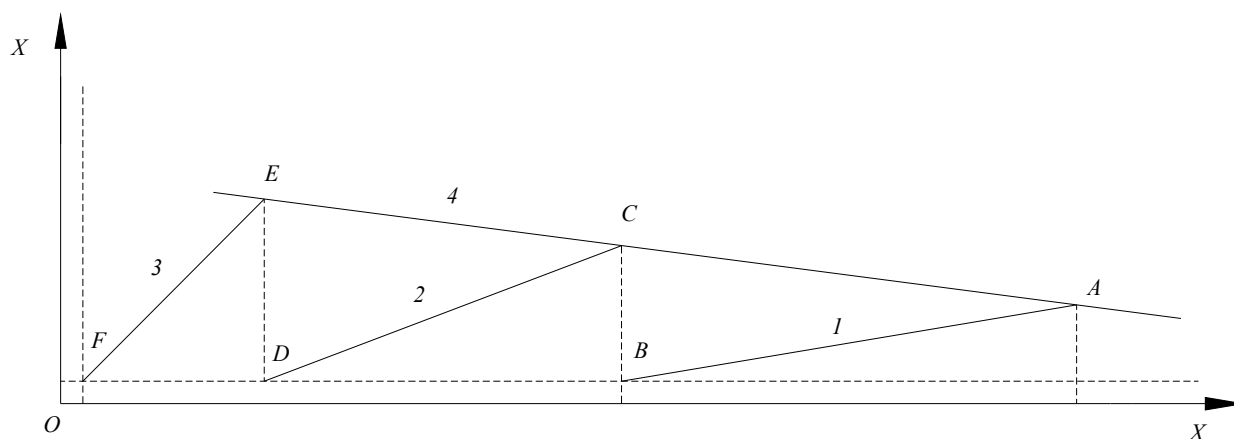


Рис. 3.3.1. Распределение общего передаточного числа при неравных передаточных числах на ступенях

Решая уравнения системы, получаем: $k_I=0.035$, $b_I=0.087$, $B(28.125.1.06)$.

Координаты точки $F(1.06, 1.06)$ (см. рис. 3.3.1). Для линии 3 $k_3 = 1$; $b_3 = 0$; $x_E = y_E$.

Решая далее систему уравнений, находим:

$$k_2=0.175, b_2=0.075, k_4=-0.029, b_4=5.801,$$

и тогда значениями передаточных чисел на ступенях будут величины по оси OY для точек D, C, A :

1-я ступень, точка D – 5,638;

2-я ступень точка C – 4,988;

3-я ступень точка A – 3,2.

При необходимости нумерацию ступеней можно изменить, т.е. максимальное передаточное число определить для третьей ступени, тогда будут выполнены условия для наилучшего расчета приборных передач, В противном случае разбиение наиболее подходит для силовых передач.

3.3.2. Построение ряда передаточных чисел

В общепромышленных редукторах при проектировании рядов зубчатых передач принята допустимая относительная погрешность передаточного числа $\varepsilon \leq (3\% \div 6\%)$ с соответствующими коэффициентами геометрической прогрессии (см. § 2.2.1).

Диапазон передаточных чисел для трехступенчатой передачи $U_{min}=1,06$, $U_{max}=90$. Как было определено выше, максимальное передаточное число на первой ступени для силовых передач равно 5.638. Для рекомендованного коэффициента геометрической прогрессии $q = 1.06$ можно построить ряд передаточных чисел, используя формулы (2.2.7 и 2.2.8), который приведен в табл. 3.3.2.

3.3.3. Минимальное количество зубчатых колес и шестерен

Рассчитываем минимальное количество зубчатых колес и шестерен по формулам (2.2.12 и 2.2.13). Расчетные данные приведены в табл. 3.3.1 для определенного ряда передаточных чисел.

Таблица 3.3.1

Расчет минимального количества зубчатых колес и шестерен

n_{z2}	n_z
1	30,000
2	16,500
3	12,667
4	11,250
5	10,800
6	10,833
7	11,143
8	11,625
9	12,222
10	12,900
11	13,636
12	14,417
13	15,231
14	16,071
15	16,933
16	17,813
17	18,706
18	19,611
19	20,526
20	21,450
21	22,381
22	23,318
23	24,261
24	25,208
25	26,160
26	27,115
27	28,074
28	29,036
29	30,000

Графически табл. 3.3.1 представлена на рис.3.3.1

Как видно из табл. 3.3.1 и рис. 3.3.1, для выбранных значений минимальное количество зубчатых колес и шестерен равно 10.8, округляя в большую сторону до целого, получаем, что минимальное количество равно 11.

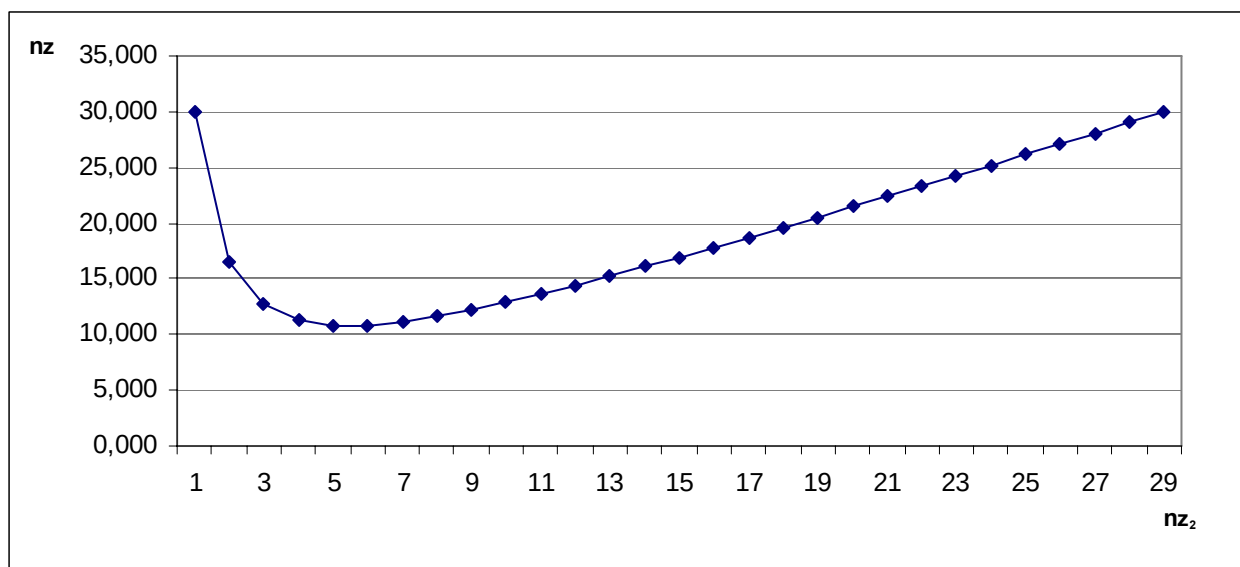


Рис. 3.3.1 Минимальное количество зубчатых колес и шестерен.

3.3.4. Подбор пар чисел зубьев

Выбираем метод «горизонтальных» прямых для подбора пар чисел зубьев, за опорную точку выбираем число зубьев шестерни, равное 13.

Используя определенные выше исходные данные, подбираем пары чисел зубьев. Результаты подбора представлены в табл. 3.3.2.

Как видно из таблицы, для всего ряда передаточных чисел используется шесть колес и пять шестерен, как было определено. При этом числа зубьев колеса: 18, 23, 30, 41, 55, 74; числа зубьев шестерни: 13, 14, 15, 16, 17;

Комбинируя выбранные пары чисел зубьев, можно построить ряд редукторов, состоящий из 90 членов, причем каждый последующий отличается от предыдущего на величину не более 6% [93].

Таблица 3.3.2

Пары чисел зубьев шестерен и колес

Ряд передаточных чисел U_i	Z_2	Z_1	Полученное передаточное число U_p	Относительная погрешность %
1,060	18	17	1,059	-0,111
1,124	18	16	1,125	0,124
1,191	18	15	1,200	0,749
1,262	18	14	1,286	1,807
1,338	23	17	1,353	1,088
1,419	23	16	1,438	1,320
1,504	23	15	1,533	1,937
1,594	23	14	1,643	2,983
1,689	23	13	1,769	4,508
1,791	30	17	1,765	-1,481
1,898	30	16	1,875	-1,243
2,012	30	15	2,000	-0,610
2,133	30	14	2,143	0,463
2,261	30	13	2,308	2,027
2,397	41	17	2,412	0,631
2,540	41	16	2,563	0,864
2,693	41	15	2,733	1,484
2,854	41	14	2,929	2,535
3,026	41	13	3,154	4,066
3,207	55	17	3,235	0,870
3,400	55	16	3,438	1,104

3,604	55	15	3,667	1,722
3,820	55	14	3,929	2,770
4,049	55	13	4,231	4,298
4,292	74	17	4,353	1,403
4,549	74	16	4,625	1,635
4,822	74	15	4,933	2,250
5,112	74	14	5,286	3,292
5,418	74	13	5,692	4,812

ПОСЛЕСЛОВИЕ

Подводя итоги, хочется отметить, что описанные методы подбора пар чисел зубьев для построения рядов зубчатых передач переводят вопросы подбора пар чисел зубьев шестерен и колес из искусства разработчика в область научных исследований и инженерно- конструкторских применений и вплотную подводят к определению стандартных зубчатых колес.

Последовательное применение методов дает необходимый результат. Вместе с тем возникает и ряд вопросов, которые остались за рамками работы.

Рассмотрена нижняя треугольная часть матрицы, но верхняя часть имеет аналогичную структуру. Также можно выделить полосы равных значений, и, как можно предположить, свойства этой части матрицы должны быть аналогичными.

Различия в методах построения рядов («вертикальный» и «горизонтальный») не ограничиваются различным распределением межосевых расстояний и различной точностью подбора пар чисел зубьев, а должны иметь более глубокие корни, чем описано в работе.

Остается открытым вопрос описания полос равных значений, поэтому полная формализация и алгоритмизация пока возможна только численным способом. Предварительно можно сказать, что общая таблица позволит по-новому посмотреть на операцию деления и разработать новые вычислительные алгоритмы для этой операции.

Полосы рядов передаточных чисел пока остались только констатацией закономерности, но не их практического использования и понимания новых закономерностей.

Описанные в работе способы разбиения передаточных чисел по ступеням основаны только на конструкторском (для соосных передач – равные расстояния на ступенях) и кинематическом подходах, не

затрагиваются вопросы исследования минимальных моментов инерции для ряда, минимальных габаритов и т.д.

Стандартизация и унификация изделий и деталей – чрезвычайно важный вопрос. Видимо, промышленное применение стандартных зубчатых колес и установления взаимозаменяемости на уровне колес, а не редукторов, сдерживается их не высокой точностью изготовления и контроля.

Кроме того, общая таблица передаточных чисел, рассматриваемая как матрица, порождает много вопросов, которые еще ждут своего разрешения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике: справочное пособие. / 2 – е изд., перераб. – М.: Наука, 1979. Т.1 – 7.
2. Балюнов П.Ф. Корректирование косозубых и шевронных цилиндрических колес. / А.И. Петрусевиц // Вестник машиностроения. – 1939. – № 8. – С.18 – 21.
3. Бах К. Детали машин их расчет и конструкция: Пер с 13 – го нем. Изд. / Д.М.Горфинкель, М. С. Горфинкель / Под ред. И.М. Холмогорова, Н. С. Ачеркана – М.: Гос. научно – техническое изд. по машиностроению, металлообработке и черной металлургии: 1932. Т.1 – 720 с.
4. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
5. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.
6. Вулгаков Э.Б. Проектирование передачи с оптимальными габаритами. // Машиностроение. – М – 1972. – № 3. – С. 50 – 53.
7. Вулгаков Э.Б. Влияние перекрытий на динамическую нагруженность зубчатой передачи. / В. Н. Амосов // Вестник машиностроения. – 1990. – № 1. – С. 12 – 16.
8. Вулгаков Э.Б. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах: Справочник по геометрическому расчету. / Л. М. Васина – М.: Машиностроение, 1978. – 178 с.
9. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз, 1962. – 531 с.
10. Гавриленко В.А. Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машгиз, 1949. – 404 с.

11. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – М.: Машиностроение, 1969. – 432 с.
12. Громан М.Б. Графики для подбора коррекции прямозубых зубчатых передач и указания к их применению. // Вестник машиностроения – 1957. – № 7. – С. 14 – 19.
13. Громан М.Б. О блокирующих контурах эвольвентного зацепления. // Вестник машиностроения – 1952. – №7. – С. 12 – 17.
14. Громан М.Б. Подбор коррекции передач. // Вестник машиностроения – 1955. – № 2. – С. 3 – 13.
15. Гуляев К.И. Влияние смещений исходного контура на интенсивность изнашивания эвольвентного зацепления. / И. М. Егоров // Вестник машиностроения – 1989. – № 10. – С. 21 – 23.
16. Джонс Дж. К. Инженерное и художественное проектирование. – М.: Мир, 1976. – 375 с.
17. Егоров В.И. Весовые характеристики редукторов по развернутой схеме. / В.И. Смирнов. Под ред. В.Н. Кудрявцев В.Н., Ю.А. Державец. – Л.: Машиностроение, 1977. – 334 с.
18. Кораблев А.И. Об использовании зубчатых колес эвольвентного зацепления с модифицированным исходным контуром в авиадвигателях Гражданского Воздушного Флота. // Вопросы геометрии и динамики зубчатых передач. – М., 1964. – С. 90 – 99.
19. Краснощеков Н.Н. Теория зацепления передач Новикова. / И. Н. Краснощеков, [и др.] – М.: Наука, 1976. – 175 с.
20. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
21. Кудрявцев В.Н. Конструкция и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие. / Ю. А. Державец [и др.] – Л.: Машиностроение, 1971. – 328 с.
22. Максимович В.А. Разбивка общего передаточного числа трехступенчатого редуктора из условия получения минимальной массы зубчатых колес. // Детали машин. – Киев, 1974. – № 18. – С. 10 – 13.

23. Зубчатые передачи. / Под ред. Н. С. Ачеркана. – М.: Машгиз, 1953. – 250 с.
24. Зубчатые передачи. Расчет и конструирование. Справочник. / Под ред. Н. С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1969. – Т.1 – 3.
25. Планетарные передачи. Справочник. / Под ред. В.Н.Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
26. Повышение несущей способности механического привода. / Под ред. В.Н. Кудрявцева. – Л. – Машиностроение, 1973. – 224 с.
27. Придухо В.Т. Разработка и исследование оптимального проектирования цилиндрических многоступенчатых зубчатых передач.: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / В.Т. Придухо Минск: ИТК АН БССР – 1973. – 151 с.
28. Синько И.В. Оценка конкурентноспособности промышленной продукции. // Машиностроитель – 1997. – № 3. – С. 5 – 10.
29. Снесарев Г.А. Оптимизация зубчатых редукторов. // Вестник машиностроения – 1985. – № 9. – С. 30 – 35.
30. Снесарев Г.А. Резервы общего редукторостроения. // Вестник машиностроения – 1990. – №8. – С. 30 – 36.
31. Снесарев Г.А. Теоретические основы построения рядов редукторов: автореф. дис. д.т.н.: 05.02.02. / Снесарев Георгий Андреевич. – МВТУ им. Н.Э.Баумана 1980. – 32 с.
32. Демидович Б.П. Основы вычислительной математики. / И.А. Марон – М.: Наука, 1970. – 664 с.
33. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. / М.: Наука, 1968. – 584 с.
34. Роджерс Д. Алгоритмические основы машинной графики. / М.: Мир, 1989. – 503 с.
35. Минимально достижимое качество зубчатых колес с эвольвентным зацеплением в процессах зубонарезания. / Ин – т сверхтвердых материалов. – № 5420 – Б.г. с. 5 – 15. Пер. ст. Sankaranarayanansamy K.,

- Shunmugam M.S. Minimum achievable quality of involute. из журн.: International Journal of Machine Tools Manufacturing. – 1988. – Vol. 28. – № 1. – P. 1 – 10.
36. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. / Киев: Тэхника, 1992. – 200 с.
37. Калетин Ю.М. Термическая обработка тяжело нагруженных зубчатых колес. / Л.В. Кудрявцева [и др.] – М.: Машиностроение, 1966. – 95 с.
38. Grill J. Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen. / Diss.. – Stuttgart, 1993. – Ill. Berichte Inst. für Maschinenelemente (Stuttgart); № 50. – P. 136 – 141.
39. Марков И.Е. Создание и исследование автоматизированного устройства для контроля параметров зубчатых колес: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.13.07. / Марков И.Е. – Моск. го с. техн. ун – т им. Н.Э.Баумана. 1993. – 18 с.
40. Kochling M. Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnräder mit beliebiger Flankenform. / Diss.. – Stuttgart, 1994. – 126 S.: Ill. Berichte / Inst. für Maschinenelemente (Stuttgart); № 52 P. 80 – 87.
41. Пахомова С.А. Разработка технологии поверхностного деформационного упрочнения теплостойких сталей для высоконагруженных зубчатых колес с целью повышения их эксплуатационных свойств: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.16.01. / Пахомова С.А. – М., Моск. гос. техн. ун – т им. Н.Э.Баумана, 1994. 18 с.
42. Волковский В.Ф. Выбор степени точности и контролируемых параметров зубчатых колес. / Хабаровск: Изд – во ХГТУ – 1995. – 36с.
43. Neumann G. Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern. / Diss.. – Stuttgart, 1995. – 125 S.: Ill. Berichte / Inst. für Maschinenelemente (Stuttgart); № 58). – P. 123.

44. Беспалов В.В. Повышение точности цилиндрических зубчатых колес при шевинговании: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.08. / Беспалов В.В. – Нижегород. гос. техн. ун – т. – 1996. – 16 с.
45. Кане М.М. Технологическое обеспечение качества высоконагруженных передач с эвольвентными цилиндрическими зубчатыми колесами: автореф. дис. док. техн. наук: 05.02.08. / Кане М.М. Белорус. гос. политехн. акад. – 1996. – 32 с.
46. Gravel G. Beurteilung abbildend hergestellter Stirnzahnrad mit Hilfe der Koordinatenmesstechnik. / Diss.. – Hannover, 1996. – VIII,120 S.: Ill.. – P. 115.
47. Клепиков В.В. Технология производства зубчатых колес. / М.: Моск. гос. индустр. ун – т (МГИУ). – 1997. – 213 с.
48. Антонюк В.Е. и др. Прогрессивные процессы и оборудование в производстве заготовок зубчатых колес. / В. Е. Антонюк, [и др.] – Минск, Наука, 1991. – 40 с.
49. Клепиков В.В. Прогрессивные технологии шевингования зубчатых колес. / А.Б. Петров [и др.] – М.: – Моск. гос. индустр. ун – т, МГИУ. – 1997 – 142 с.
50. Кораблев А.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. / Д.Н. Решетов [и др.]; Под ред. Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение – 1968. – 288 с.
51. Технология, экономика, организация производства и управления. / Печеный В.И. Вып. 35: Технологические особенности изготовления крупных зубчатых колес повышенной точности. / И. В. Печеный [и др.]. – М.: Наука, 1991. – 30 с.
52. Замятин В.Ю. Конструктивно – технологическое обеспечение фрикционно – усталостных свойств зубьев зубчатых колес авиадвигателей: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.07.05. / Замятин В.Ю. – Рыбинск, 1998. – 16 с.

53. Радзевич С.П. Инструменты для обработки закаленных зубчатых колес. / Информ. – справ. материал. – М.: ВНИИТЭМР – 1992. – 61 с.
54. Koll W. Kaltflüsspressen von Bauteilen mit Verzahnungen: Diss. / Koll W.. – Aachen, 1990. – S.: III, P. 149.
55. Калашников А. С. Комплексная автоматизация производства зубчатых колес. / С.Н. Калашников – М.: Машиностроение, 1991. – 288 с.
56. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. / М.: Машгиз, 1962. – 404 с.
57. Макаров Е.Г. Разработка и исследование нового зубчатого механизма с эвольвентными цилиндрическими колесами: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / Макаров Е.Г. – Казань, 2000. – 17 с.
58. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико – термической обработки. / М.: Моск. гос. техн. ун – т им. Н.Э.Баумана 2001 – 299 с.
59. Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колес и передач. // Материалы всесоюз. науч. – техн. конф., 17 – 20 июня. / Под ред. Б. П. Тимофеева, Е. В. Шалобаева. – Л.: ЛДНТП, 1991. – 138 с.
60. Кузьмин И. С. Мелкомодульные цилиндрические зубчатые передачи. / В.Н. Ражиков – Л: Машиностроение , 1987. – 272 с.
61. Производство зубчатых колес. Справ. / С.Н. Калашников, А. С. Калашников, [и др.]. Под общ. ред. Б. А. Тайца. – М.: Машиностроение, 1990. – 463 с.
62. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей. / Елисеев Ю. С., Крымов В.В. [и др.]: Под ред. Ю. С. Елисеева. – М.: Высшая школа, 2001. – 493 с.
63. Адлер Ю.П. Индексы воспроизводимости процессов (краткий обзор современного состояния). / В.Л. Шпер – М.: Вестник машиностроения. – 1974 – № 7 – С. 39 – 45.

64. Адлер Ю.П. Новое направление в статистическом контроле качества – методы Такузи. / М.: Знание, 1988 – 25 с.
65. Допуски и посадки: Справочник: в 2 ч. – 7 – е изд. перераб. и доп. / И.И. Иванов – Л.: Политехника, 1991. – (ч1) 576 с., (ч2) 607 с.
66. Стандартизация чисел зубьев силовых конических пар с круговым зубом. / Г. А. Лопато – М.: Вестник машиностроения № 4. – 1984 – С. 19 – 20.
67. Булатов В.П. Расчет точности машин и приборов. / И.Г. Фридендер, А.П. Баталов [и др.] – Под общей ред. Булатова В.П. – СПб: Политехника, 1993. – 495 с.
68. Копин В.А. Обработка изделий из пластмасс. / В.Л. Макаров, А.М. Ростовцев – М.: Химия, 1988. – 176 с.
69. Ли Э.Б. Основы теории оптимального управления. / Л. Маркус – М.: Наука, 1962. – 302 с.
70. Приборные шариковые подшипники. Справочник. / Под. ред. К.Н. Явленского [и др.] – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
71. Ляндон Ю.Н. Функциональная взаимозаменяемость в машиностроении. / – М.: Машиностроение, 1967. – 220 с.
72. Взаимозаменяемость и технические решения в машиностроении. / Колл. Авт. – М.: Машиностроение, 1972. – 616 с.
73. Кинематика, динамика и точность механизмов. Справочник. / Под ред. Г.В. Крейнина – М.: Машиностроение, 1984. – 190 с.
74. Бруевич Н.Г. Основы нелинейной точности и надежности устройств. / В.И. Сергеев – М.: Наука, 1976. – 134 с.
75. Бруевич Н.Г. Основы теории точности механизмов. / Е.А. Правоторова, В.И. Сергеев – М.: Наука, 1988. – 237 с.
76. Брицкий В.Д. Методика оптимизированного расчета параметров механизма простого ряда. / М.А. Ноздрин, В.А. Мурашев, Л.Я. Либуркин // Доклад ВИНТИ, № 11 – 1983. – 90 с.

77. Свищерский Ю.И. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач. / Н.Н. Макейчик – Минск: Высшая школа, 1976. – 589 с.
78. Тимофеев Б.П. Общая таблица передаточных чисел и некоторые ее свойства. / В.Д. Брицкий, А.А. Степанов, С. С. Киселев // Труды V международной научной школы. Современные фундаментальные проблемы и прикладные задачи теории точности и качества машин, приборов и систем 27 – 30 июня – 2002. – С. 205 – 212.
79. Тимофеев Б.П. Основы методов построения рядов зубчатых передач для одной ступени. / В.Д. Брицкий, А.А. Степанов, С. С. Киселев // Труды V международной научной школы. Современные фундаментальные проблемы и прикладные задачи теории точности и качества машин, приборов и систем 27 – 30 июня – 2002. – С. 217 – 223.
80. Баранов Г.Г. О выборе передаточных чисел обеих ступеней 2 – х ступенчатой соосной зубчатой передачи при заданном общем передаточном числе. // СПб: Научные статьи по теории механизмов и деталям машин. Труды Военно – воздушной инженерной академии им. М.Е. Жуковского – 1970. С. 88 – 100.
81. Ковтушенко А.А. Вопросы оптимизации редукторов металлургического оборудования. / С.А. Лагутин, В.В. Мунтян // СПб: Проблемы машиноведения и надежности. – 1993. С. 29 – 34.
82. Болотовская Т.П. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. / И.А. Болотовский, Г. С. Бочатов [и др.] М.: Машгиз. – 1963г. 215 с.
83. Болотовский И.А. Зубчатые передачи, кинематика, геометрия и кинетостатика. / Уфа: Уфимский авиационный институт им. Орджоникидзе – 1971. – 128 с.
84. Гуляев К.И. Корригирование цилиндрических прямозубых колес внешнего зацепления. / СПб:, ЛПИ им. Калинина, 1968. – 28 с.

85. Общесоюзный типаж редукторов и мотор – редукторов общего назначения. – М.: Наука, 1970. – 87 с.
86. ГОСТ 16162 – 70 Редукторы общего назначения. Общие технические условия.
87. Киселев С. С. Основы методов построения рядов зубчатых передач: автореф. дис. канд. техн. наук.: 05.02.18. / Киселев Сергей Степанович. – СПб.: СПб ГУ ИТМО, 2000. – 16 с.
88. Тимофеев Б.П. Общая таблица передаточных чисел и некоторые ее свойства. // В.Д. Брицкий, А.А. Степанов, С. С. Киселев / СПб: Труды VI сессии Международной научной школы: Фундаментальные и прикладные проблемы теории точности, процессов машин, приборов и систем. ИПМаш – 2002 – С. 186 – 195.
89. Тимофеев Б.П. Основы методов построения рядов зубчатых передач для одной ступени. / В.Д. Брицкий, А.А. Степанов, С. С. Киселев / СПб: Труды VI сессии Международной научной школы: Фундаментальные и прикладные проблемы теории точности, процессов машин, приборов и систем. ИПМаш – 2002. – С. 175 – 181.
90. Тимофеев Б.П. Построение рядов одноступенчатой зубчатой передачи. / В.Д. Брицкий, А.А. Степанов, С. С. Киселев // СПб: Всероссийская научно – практическая конференция с международным участием. Редукторостроение России: состояние, проблемы, перспективы. Изд. 2 – е исп. и доп. – СПб – ЦЦП «Светоч» 2002. – С. 105 – 113.
91. Киселев С. С. К вопросу о методах построения систем зубчатых передач. // Системный анализ при создании и применении кораблей, вооружения и военной техники. Выпуск 14. СПб: ВМА, 2003. С. 109 – 117.
92. Портал Редукторостроение России. <http://new.gears.ru/main.php?id=10&p=2&t=416> Киселев С. С. // Общая таблица передаточных чисел. 12 с. – Загл. с экрана.

93. Тимофеев Б.П. О стандартизации зубчатых колес. / В.Д. Брицкий, А.А. Степанов, С. С. Киселев // СПб: XXXII конференция ППС, СПб: ИТМО (ТУ), 2003, С.107 – 113.
94. L. Euler. Novi Comm. // Acad. Sc. – Petersburg, 1781.
95. Гохман Х. И. Теория зацеплений, обобщенная и развитая путем анализа. // Одесса, 1886. – 315 с.
96. Сигов И.В. Теоретические основы построения рядов редукторов. Автореф. дис. д.т.н.: 05.02.18. / Сигов И.В. – Одесса: Одесский Политехнический институт 1970. – 64 с.
97. Абрамчук М.В. Вестник конференции молодых ученых. / Б.П. Тимофеев // СПб: СПбГУ ИТМО, Сборник научных трудов Том 2 СПб 2004. – С. 39 – 42.
98. Тимофеев Б.П. Состояние и перспективы нормирования точности зубчатых колёс и передач. / Е.В. Шалобаев // М.: Вестник Машиностроения. 1990. № 12. С.34 – 39.
99. Портал Редукторостроение России. <http://new.gears.ru/main.php?id=10&p=2&t=417> Киселев С. С. // Некоторые свойства общей таблицы передаточных чисел. 12 с. – Загл. с экрана.



В 2007 году СПбГУ ИТМО стал победителем конкурса инновационных образовательных программ вузов России на 2007–2008 годы. Реализация инновационной образовательной программы «Инновационная система подготовки специалистов нового поколения в области информационных и оптических технологий» позволит выйти на качественно новый уровень подготовки выпускников и удовлетворить возрастающий спрос на специалистов в информационной, оптической и других высокотехнологичных отраслях экономики.

КАФЕДРА МЕХАТРОНИКИ

Кафедра Мехатроники – одна из старейших кафедр ИТМО, история которой начинается с 30-х годов XX века. Согласно документальным свидетельствам архива ИТМО, первое упоминание о прародительнице кафедры мехатроники содержится в приказе № 18 от 3.10.1930 по Учебному комбинату точной механики и оптики: «доцент Замыцкий Н.Н. назначен с 1.10.1930 заместителем заведующего кафедрой «Детали машин» Института точной механики и оптики».

В 1945 году руководство кафедрой берет в свои руки крупнейший ученый в области механики – Николай Иоасафович Колчин.

С 1951 года заведующим кафедрой теории механизмов и деталей машин становится Л.П. Рифтин. Именно в этот момент учебная и научная деятельность кафедры приобрела черты синтетической научной дисциплины, где выбор схем машины, прибора, устройства сопровождался не только геометрико-кинематическим, но и прочностным расчетом. Обучение проектированию и конструированию происходило комплексно, хотя отдельные части – при-

вод, механизмы, управление – проектировались еще последовательно, а не параллельно, как это делается сегодня.

1964 год: «Ректорат и Совет ЛИТМО поручили профессору Литвину Ф.Л. провести реорганизацию кафедры теории механизмов и деталей машин в кафедру приборостроительного типа, закладывающую основы конструкторской подготовки специалистов, выпускаемых ЛИТМО». Профессор Ф.Л. Литвин и возглавляемый им коллектив кафедры теории механизмов и деталей приборов успешно решил поставленную задачу. Во время заведования кафедрой Ф.Л. Литвиным была создана лабораторная база с оригинальными лабораторными установками, написаны многочисленные методические пособия, разработаны и изготовлены учебные стенды, макеты устройств и прозрачные модели, отвечающие современным требованиям учебного процесса в высшей школе. Программа по курсу «Теория механизмов и детали приборов» была признана Методическим советом Министерства типовой программой по аналогичным курсам. Мало того, кафедра приобрела широкую известность в стране и за рубежом. Особенно массовой была подготовка научных кадров высшей квалификации для Болгарии, Эстонии, Венгрии и Германии. В середине 1977 года Ф.Л. Литвин решает уехать в США, где и продолжает плодотворно работать, возглавляя научно-исследовательский центр механизмов Иллинойского университета.

С 1977 года кафедру возглавляет доцент А.М. Политавкин.

В начале 1979 года заведующим кафедрой становится профессор К.И. Гуляев. По своей направленности кафедра остается общепромышленной, однако синтез приближенных передач становится доминирующим в научной деятельности кафедры на ближайшие 10 лет. Талант Гуляева-педагога проявился особенно ярко в том, что под его руководством аспиранты выполняли блестящие работы, вызывавшие интерес всей научной общественности. Например, И.Л. Рязанцева выполнила теоретическое и экспериментальное исследование адаптивных передач, используя голографию для определения напря-

женно-деформированного состояния зубчатого венца. К.И. Гуляев был известным специалистом в области теории и геометрии зубчатых передач, воспитал много учеников, подготовил много учебных курсов по специальности кафедры.

В 1989 году Б.П. Тимофеев приступил к заведыванию общеинженерной кафедрой теории механизмов и деталей приборов, которая вскоре была преобразована в выпускающую кафедру мехатроники. Однако, сделав этот шаг первыми на территории бывшего СССР в то время, когда слова «мехатроника» еще не было в квалификационном справочнике, мы были обречены на долгую и упорную борьбу. Лишь в 1994 году специальность 071800 «Мехатроника» появилась в официальном списке специальностей. Первый ГОС специальности был во многом основан на учебном плане кафедры. С 2000 года университет имеет лицензию на образовательную деятельность по специальности «Мехатроника».

«Мехатроника – это область науки и техники, основанная на синергетическом объединении узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами, обеспечивающими проектирование и производство качественно новых модулей, систем, машин и систем с интеллектуальным управлением их функциональными движениями» – так определяет мехатронику Государственный образовательного стандарта 2000 года.

Сегодня необходимо, чтобы наряду со специалистами в отдельных областях готовились и специалисты интегрального восприятия науки и техники. Существующее разделение технических устройств на привод, исполнительные механизмы и системы управления не обеспечивает решение задачи проектирования машины (устройства) как некоего целого и согласование характеристик отдельных его частей. Нужна отрасль науки и техники, изучающая и позволяющая проектировать и эксплуатировать объект и устройство в целом. И именно такой областью и является мехатроника.

Мы осуществляем тесное научное сотрудничество с зарубежными вузами (технический университет Ильменау, Германия; инженерно-аграрная академия г. Быдгощь, Польша; ИММС НАН Беларуси, г. Гомель; исследовательский центр механизмов г. Иллинойс, Чикаго).

Министерство образования и науки Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники организует и проводит Всероссийскую студенческую олимпиаду по прикладной механике, проходящей при поддержке УМО по оптическому и приборостроительному образованию.

Киселев Сергей Степанович

**МЕТОДЫ ПОСТРОЕНИЯ РЯДОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Монография

Компьютерный набор и верстка

Редакционно-издательский отдел СПб ГИТМО (ТУ)

Зав. редакционно-издательским отделом

Лицензия ИД № 00408 от 05.11.99

Подписано к печати 25.05.2007.

Тираж 500 экз.

Отпечатано на ризографе.

С.С. Киселев

Н.Ф. Гусарова

Заказ № 1051.