

Б.П. Тимофеев

М.Ю. Сачков

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДОВ



Санкт-Петербург

2015

Б.П. Тимофеев, М.Ю. Сачков, Передаточные механизмы приводов. – СПб: Университет ИТМО, 2015. – 103 с.

В учебном пособии изложены основы метода конечных элементов, а также методы выбора редукторов и мотор-редукторов отечественного и иностранного производства (с примерами).

Данное пособие рекомендовано в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки 12.03.02 (200100) «Приборостроение» и 15.03.06 (221000) «Мехатроника и робототехника», при изучении курсов Б.3.2.2 «Теория механизмов и машин», Б.3.2.10 «Основы конструирования механизмов и машин».

Рекомендовано к печати Ученым советом факультета Точной механики и технологий, протокол №9 от 11.11.2014.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2015

©Б. П. Тимофеев, М.Ю. Сачков, 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
Редукторные и безредукторные привода.....	6
Безредукторные привода.....	6
Редукторные привода	8
Основные положения методов проектирования редукторов и мотор-редукторов приводов отечественного производства.....	10
Основные положения методов проектирования редукторов и мотор-редукторов зарубежного производства.....	13
Методика AGMA.....	14
Методика изложенная в ИСО 6336-2006.....	18
Отечественные методики выбора редуктора и мотор-редуктора.	21
Методика выбора редуктора от предприятия «ЗАРЕМ» по коэффициенту условий работы.....	21
Методика выбора редуктора от предприятия «ЗАРЕМ» с использованием эксплуатационного коэффициента.....	26
Методика выбора редуктора от предприятия «НТЦ Редуктор» с учетом эксплуатационного коэффициента.....	29
Методика выбора редукторов и мотор-редукторов зарубежного производства.	33
Методика выбора редуктора от фирмы КЕВ.	38
Выбор редуктора от BONFIGLIOLI.....	40
Методика выбора редуктора от MOTOVARIO.....	46
Примеры выбора редукторов и мотор-редукторов.....	51
Пример выбора изделия по методике «НТЦ Редуктор»	51
Пример выбора изделия по методике «ЗАРЕМ».	52
Пример расчета привода транспортного устройства по методике SEW..	54
Пример выбора редуктора от BONFIGLIOLI.	58
Пример выбора редуктора от MOTOVARIO.	59
Основы применения метода конечных элементов в процессе проектирования приводов	60

Метод конечных элементов	62
Геометрические элементы.....	65
Решение задач методом конечных элементов.....	67
Построение сетки	69
Приложение нагрузок	72
Граничные условия	73
Методы моделирования.....	75
Критерий потери устойчивости.....	75
Анализ вибраций	76
Резюме	78
Использование приближенных (адаптивных) передач в приводах	79
Сопряженные и приближенные передачи	79
Пример расчета приближенной передачи	85
Моделирование приближенных передач приводов.....	90
Заключение	94
Список литературы	95

Введение

Данное учебное пособие позволяет сформировать представления по выбору редукторов, мотор-редукторов и безредукторных систем современных приводов. Проектирование современного передаточного механизма представляется сложной задачей. Решение данной задачи включает проектирование типовых элементов деталей машин, таких как зубчатые передачи, валы и их опоры и прочих стандартных элементов. Студенты, как правило, выполняют его для наиболее простого варианта передач зацеплением – цилиндрических зубчатых передач. В второй половине 20-го века проектирование тех или иных разновидностей передаточных механизмов входило в учебный курс всех машиностроительных и приборостроительных специальностей. Для правильного расчета зубчатой передачи требуется произвести ряд расчетов, которые включают в себя как геометрические, так и прочностные. В настоящее время ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность»[1] включает в себя 129 страниц и сложен для понимания. В связи с чем студентам предлагается произвести упрощенный расчет передачи. Так же необходимо отметить, что в современной России представлены передаточные механизмы различных иностранных производителей. Действующая в этих странах система нормативной документации существенно отличается от отечественной. Также отличается номенклатура материалов, применяемых в их изделиях. Сам факт, того что отечественное производство работает в метрической системе мер, а подавляющая часть зарубежной в дюймовой вносит существенные отличия в выпускаемую продукцию. Кроме того в основе проектирования лежит не модуль зацепления, а питч. И сравнивать их качественные характеристики «один в один» не представляется возможным. Данное методическое пособие посвящено вопросам:

1. Использования безредукторного привода (моментных двигателей).
2. Выбору зарубежного передаточного механизма в соответствии с понятием сервис-фактора.
3. Расчету передаточных устройств методом конечных элементов.

Пособие может быть использовано при обучении студентов и аспирантов, а также в конструкторских бюро.

Пособие составлено таким образом, что читателю не требуется глубоких знаний в области «Теории упругости», «Механики разрушения» или «Теории катастроф» и пр. Для понимания и практического использования достаточно лишь знания прикладной механики и сопротивления материалов.

Перевод всех зарубежных материалов осуществлен авторами пособия.

Редукторные и безредукторные привода.

Как правило, скорости движения исполнительных механизмов существенно ниже рабочих скоростей двигателей, что обуславливает применение различных конструктивных узлов по уменьшению скоростей. Для решения этой задачи могут быть применены редуктора и вариаторы, передачи трением, ременные, цепные и передачи с гибкой связью. Наличие дополнительного узла, понижающего скорость, приводит к возникновению в кинематической схеме дополнительных нежесткостей и мертвых ходов. Для решения прикладных задач, где требуется максимальная жесткость и кинематическая точность существует тенденция замены мотор-редукторов на высоко-моментные электродвигатели. Однако это техническое решение успешно лишь для моментов от 0.1 до 5-10 Н·м. Для больших моментов данные электродвигатели существенно уступают редукторным системам по масса-габаритным показателям и стоимости.

Номенклатура мотор-редукторов включает в себя большое количество различных типов исполнений и принципиальных схем. В редукторах данных изделий находят применение цилиндрические, конические, червячные и др. передачи. Для обеспечения заданного передаточного отношения они могут быть как одноступенчатые, так и многоступенчатые. По наличию подвижных рабочих осей колес можно выделить редукторы простого ряда и планетарные редукторы.

Безредукторные привода

Безредукторная схема привода предполагает применение бесконтактных моментных двигателей постоянного тока. Возбуждение данных электродвигателей может быть от постоянных магнитов.

На рис. 1 представлен бесконтактный моментный электродвигатель с возбуждением от постоянных магнитов серии МД50-1 производства ЦНИИ «Электроприбор».[2]



Рис. 1. Моментный электродвигатель МД50-1.

Бесконтактные индукторные моментные двигатели постоянного тока (МД) с электромагнитной редукцией частоты вращения ротора и с возбуждением от высококоэрцитивных постоянных магнитов предназначены для применения в безредукторных цифровых и аналоговых электроприводах и в следящих системах неограниченного угла поворота ротора, и работают совместно с цифровым контроллером или электронным транзисторным коммутатором.

МД выполняются в виде кольцевых зубчатых статора и ротора. На статоре расположена трехфазная силовая обмотка управления. Возбуждение МД осуществляется постоянными высококоэрцитивными магнитами, расположенными на роторе и выполненными из редкоземельного материала. МД встроенного датчика углового положения ротора не имеют. В качестве датчика положения предпочтительно использовать индукционные первичные преобразователи и датчики угла, относящиеся к классу вращающихся трансформаторов(ВТ).

В базовом варианте конструкции, МД выполняются встраиваемого типа без собственных подшипников. МД обладают высоким пусковым моментом при относительно низкой потребляемой мощности и малым тепловым нагревом, позволяют исключить многоступенчатые редукторные передачи, существенно повысить точностные показатели работы и увеличить срок службы приборных систем в целом.

Любая из модификаций МД по желанию потребителя может быть выполнена с другими рабочими характеристиками или максимальным линейным напряжением управления, с изменением массо-габаритных показателей как по осевой длине, так и по внутреннему и наружному диаметрам. МД могут быть по отдельному заказу снабжены соответствующими цифровыми контроллерами - блоками транзисторного управления.

Его технические характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1. Технические характеристики МД50-1 и МД50-2.

Наименование характеристики	МД50-1	МД50-2
Напряжение питания постоянного тока, В	9	9
Электромагнитная редукция – число пар полюсов	32	32
Пусковой/максимальный синхронизирующий момент (M_{II}/M_m), Н□м	0,09/0,12	0,2/0,28
Сопротивление фазы, Ом, ±15%	1,7	2,9
Пусковой ток, А, не более	2,0	1,7
Номинальный момент, M_N , Н□м	0,07	0,15
Частота вращения при линейном напряжении, В: -номинальная, об/мин; -холостого хода, об/мин.	5,1 140 600	7,5 100 400
Потребляемая мощность: пусковая/максимальная, Вт	10,2/40,8	12,7/40

Остаточный момент сопротивления при обесточенной обмотке, % к M_{II} , не более	8	10
Пульсация момента, % к M_{II} , не более	± 4	± 5
Длительный перегрев обмоток при M_{II} , $^{\circ}C$, не более	45	60
Максимальная допустимая температура двигателя, $^{\circ}C$	130	130
Тепловая постоянная, мин.	20	20
Электромагнитная постоянная, мс	1	2
Электромеханическая постоянная для M_N , мс	0,93	0,73
Тепловое сопротивление статора, $^{\circ}C/Vm$	4,41	4,72
Коэффициент противо-ЭДС, В/об/мин	0,0085	0,0187
Постоянная МД, $H\Omega m/\sqrt{Vm}$	0,028	0,056
Коэффициент момента, $H\Omega m/A$	0,045	0,117
Коэффициент использования, $Vm/H\Omega m$	113,3	63,5
Масса, кг, не более, в том числе ротора	0,122 0,033	0,216 0,061

Как можно заметить моментные двигатели обладают малыми осевыми размерами и большими радиальными размерами, а их масса сопоставима или незначительно больше чем у двигателей постоянного тока с независимым возбуждением серии ДПР или ДПМ.

Отсутствие коллекторных щеток и подшипников увеличивает их срок службы, уменьшает моменты трогания приводов и повышает надежность системы в целом.

Редукторные привода

Редукторные системы включают в себя двигатель и редуктор. Редуктор может быть различного исполнения. Современные мотор-редукторы обладают рядом достоинств, таких как, высокий КПД, простота обслуживания, компактность, упрощённый монтаж. В зависимости от типа используемого редуктора можно выделить планетарные, червячные, волновые, и конечно, цилиндрические мотор-редукторы. На рис. 2 представлен мотор-редуктор серии 4МЦ2С 63.[3] Данный мотор-редуктор является цилиндрическим соосным мотор-редуктором. Как правило, данный тип устройств имеет две-три ступени и обеспечивает передаточное отношение от 3 до 200. Для преобразования моментов и скоростей в редукторе применяются цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи. Номенклатура изделий включает в себя различные исполнения. Выходной вал редуктора расположен на одной оси с ротором электродвигателя.



Рис. 2. Соосный мотор-редуктор серии 4МЦ2С 63

Основные технические характеристики данного редуктора приведены в таблице 2.

К общим условиям применения относятся:

- ✓ работа от сети переменного тока частотой 50 или 60 Гц;
- ✓ режим работы - продолжительный, с продолжительностью работы 8-24 ч/сут;
- ✓ вращения выходного вала в любую сторону;
- ✓ внешняя среда - неагрессивная, невзрывоопасная с содержанием непроводящей пыли 10 мг/м³;
- ✓ климатическое исполнение У, категория размещения 3 (температура окружающего воздуха от минус 40°С до плюс 40°С, эксплуатация в закрытых помещениях с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий) или климатическое исполнение Т2 (температура окружающей среды от -100°С до +450°С, эксплуатация под навесом или в помещениях).

Таблица 2. Технические характеристики 4МЦ2С 63.

Наименование характеристики	4МЦ2С 63
Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин.	56
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	206
Радиальная консольная нагрузка на тихоходном валу, Н	3400
Масса без смазки, не более, кг	27
Типоразмер двигателя	АИР80А4Р3
Мощность электродвигателя, Вт	1,1
КПД мотор-редуктора, не менее %	73

Следует отметить, что моментный двигатель серии МД50 с сопоставимым моментом (МД500М)[2] в 200 Н \cdot м имеет массу 90 кг, что более чем в три раза превосходит массу мотор-редуктора.

Современные моментные двигатели в настоящий момент не могут полностью заменить уже существующие и широко применяющиеся решения во многих отраслях промышленности, особенно в машиностроении. Как показывает практика редукторный привод один из наиболее распространенных видов приводов современных механических систем общепромышленного применения. От надежности и ресурса редукторов и мотор-редукторов зависит надежность всей системы. Гарантированный срок службы и надежность редукторов и мотор-редукторов зависят, в первую очередь, от правильного выбора вида и типа редуктора как при проектировании системы, так и при выборе из уже существующих. Неправильный выбор редуктора приводит к значительным экономическим потерям потребителя, связанных с внеплановыми простоями, ростом ремонтных затрат.

Основные положения методов проектирования редукторов и мотор-редукторов приводов отечественного производства.

При выборе редуктора или мотор-редуктора не требуется производить сложных расчетов. Производители стараются максимально упростить методику. Как правило, у каждого из них есть свой каталог продукции с полным описанием технических характеристик. Наиболее существенными из них являются номинальная скорость и момент на выходном валу редуктора. Однако следует помнить, что при выборе должен быть учтен коэффициент запаса по моменту, для обеспечения требуемой долговечности.

Требуемая долговечность может быть охарактеризована как свойство непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки.

В процессе эксплуатации зубчатые колеса и другие элементы изнашиваются. Так же на поверхности профиля зуба могут появляться микротрещины. Следует отметить, что зубья, в процессе работы, испытывают статические, динамические и циклические нагрузки. Под статической нагрузкой подразумевается кратковременная значительная перегрузка, которая приводит к поломке зуба или остаточным деформациям геометрии зуба. [4]

Динамические нагрузки могут возникать вследствие отклонения геометрии зацепления от теоретически точного и отсутствия приработки (высокая твердость поверхностного слоя) или неравномерности полезной нагрузки и двигателя. Наличие динамических нагрузок учитывается соответствующим коэффициентом при прочностном расчете передачи.

Циклические нагрузки вызывают усталостные явления в материале передачи. Они снижают прочность и как следствие приводят к усталостному излому. Основным режимом нагружения зубьев для всех передач считается длительно действующие циклические нагрузки. При проектировании это отражается в базовом числе циклов нагружения. С увеличением числа совершенных циклов нагружения допустимые напряжения монотонно убывают. Это связано с повреждениями зуба, но не каждый цикл нагружения является повреждающим. Следует отметить, что большинство приводов работают в условиях переменного нестационарного нагружения. Зачастую к этим нагрузкам прибавляются и динамические (удары, рывки и т.д.).

В зарубежной практике этот фактор учитывается при помощи «сервис-фактора». Сервис-фактор – это эксплуатационный коэффициент учитывает воздействия нагрузки от двигателя привода и рабочего механизма. Эти факторы устанавливаются после накопления значительного статистического опыта работы при конкретных условиях применения. В зарубежных методиках расчета зачастую вводят в уравнения коэффициенты для учета тех или иных особенностей работы передачи и до накопления необходимой информации по эксплуатации передачи приравнивают его единице.

Выбор редуктора зарубежного производства выполняется по рекомендациям непосредственно фирмы-изготовителя с учетом выше обозначенного сервис-фактора (s.f.). Изложенные в сопроводительной документации рекомендации (составленные отдельными фирмами) не соответствуют принятым в нашей стране методам расчета, что существенно ограничивает их применение в областях где действуют строгие нормы ГОСТЕХНАДЗОРА.

Технические характеристики в паспортах отечественных редукторов, как можно заметить, не всегда соответствуют типовым режимам эксплуатации по ГОСТ 21354-87.

Зарубежные фирм (SEW, Bauer, Lenze, Flender, STM Riduttori, и др.), руководствуются стандартами ISO 6336 [5-9] и DIN 3990[10]. Когда в отечественные производители ориентируются на положения ГОСТ 21354-87. Стандарт создан под руководством В.Н. Кудрявцева и Д.Н. Решетова на основе опыта исследований зубчатых передач. Поверочный расчёт зубчатых передач редуктора по ГОСТ 21354-87 производится:

- из условия обеспечения усталостной контактной прочности зубьев в виде $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$
- из условий предупреждения появления остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя в виде $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$, где σ_H – расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления, σ_{Hmax} – максимальное контактное напряжение за весь срок

службы, σ_{HP} – допустимое контактное напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала и учитывающее, в частности, процесс суммирования усталостных повреждений в зависимости от эквивалентного числа циклов нагружений в процессе эксплуатации, σ_{HPmax} – допускаемое контактное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев или из условий прочности при изгибе зубьев.

1. по усталости в виде: $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$;
2. по предотвращению остаточных деформаций, хрупкого излома или первичных трещин в виде $\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$,

где σ_F – расчетное напряжение изгиба в опасном сечении, σ_{Fmax} – максимальное местное напряжение от изгиба в опасном сечении за весь срок службы, σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, выбираемое также с учётом гипотезы суммирования усталостных повреждений в зависимости от числа циклов нагружений за время эксплуатации, σ_{FPmax} – допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении, не вызывающее остаточных деформаций, хрупкого излома или первичных трещин.

Таким образом, выбор зубчатых передач редуктора по ГОСТ 21354-87 основан на выполнении условий равенства или превышения допускаемых напряжений над расчетными по основным предельным состояниям, которые могут быть достигнуты зубьями в процессе эксплуатации. Значения допускаемых напряжений устанавливаются заводом-изготовителем с учетом механических свойств материала зубчатых колес, термической обработки, технологии изготовления. Данные параметры должны быть связаны с типовыми режимами нагружения.

Эти допускаемые напряжения принимаются за основу при расчёте паспортных характеристик нагрузочной способности редуктора. Т.е. номинального – $T_{ном}$ (или $T_{пасп}$) вращающих моментов, которые не должны превышать допустимые вращающие моменты на его выходном валу, определяемые из условия работы при длительном ресурсе, и предельно допустимые по контактным – T_{Hlim} , и T_{Flim} – изгибным циклическим напряжениям. Вращающие моменты T_{Hlim} , T_{Flim} являются основной энергетической характеристикой современного редуктора и определяются из условия равенства действующих в передаче напряжений допускаемым при числе циклов, равном базовому (в точке перелома кривой усталости). Отсюда следует, что при эквивалентном числе циклов нагружений в процессе эксплуатации меньшем базового, нагрузка на передачу может быть повышена. При числах циклов, больших базовых,

считается, что правая ветвь кривой усталости практически горизонтальна и действующие вращающие моменты при длительной работе не должны быть больше T_{Hlim} и T_{Flim} . Однако, как показывают исследования[], и практика, правая ветвь также имеет наклон, а следовательно T_{Hlim} , T_{Flim} должны снижаться. Это подтверждается и последними данными ISO[]. Таким образом ГОСТ 21354-87 в этой своей части нуждается в уточнении, аналогичном уже сделанному в 5-ой части ISO 6336. На основании ГОСТ 21354-87 (приложение 3, п.2), используя метод эквивалентных моментов, по паспортным характеристикам редуктора можно достаточно обоснованно находить расчетные моменты при известном режиме нагружения в процессе эксплуатации, что должно быть выполнено заводом-изготовителем по результатам стендовых контрольных испытаний.

ГОСТ Р 50891-97[11] регламентирует общие технические требования к редукторам общемашиностроительного применения. Однако, в его окончательной редакции необоснованно исключено понятие о T_{Hlim} и T_{Flim} – вращающих моментах на выходном валу редуктора, при которых наиболее нагруженное зубчатое колесо, обычно шестерня тихоходной ступени, испытывает базовое число циклов перемен напряжений по контактной и изгибной усталости. В дополнение к этому факту в п.4.3 ГОСТ Р 50891-97 говорит, что:

"Редукторы должны допускать применение в следующих условиях:

- нагрузка постоянная или переменная одного направления или с периодическим реверсом;
- работа длительная (до 24 часов в сутки) или с периодическими остановками;"

Таким образом, ГОСТ Р 50891-97 не согласован с расчётом на прочность по ГОСТ 21354-87. Он устанавливает режим эксплуатации не однозначно.

Так же в отечественной литературе отсутствует общий подход к выбору редукторов и мотор-редукторов.

Основные положения методов проектирования редукторов и мотор-редукторов зарубежного производства.

Американская ассоциация производителей передач является торговой группой компаний по производству шестерен. Данная организация была основана в 1916 году. Сейчас в нее входят порядка 430 членов.

Так же А.С.М.А. аккредитована Американским национальным институтом стандартов (ANSI), что позволяет ей осуществлять

руководство по разработке всех стандартов США на зубчатые передачи. Данная ассоциация активно участвует в разработке стандартов ИСО.

Методика AGMA

В руководстве по выбору редукторов и мотор-редукторов Американской Ассоциации Производителей Передаточных механизмов предлагается наиболее простой способ расчета сервис-фактора. Классификация зубчатых передач в их руководстве начинается с сервис-фактора равного единице (равномерная нагрузка и один двигатель) при работе не более 10 часов в день. Для других условий эксплуатации, мощность двигателя привода или крутящий момент следует умножить на соответствующий коэффициент для определения эквивалентной передачи или эквивалентной мощности двигателя. Номинальная мощность выбранного редуктора привода должна быть равной или большей, чем рассчитанная величина. Предложенное руководство содержит в себе расчетные таблицы для каждого типа зубчатых передач или типа редуктора.[12]

Сервис-фактор рассчитывается по данным полученным из таблиц 3-6.[12] Где таблица 1 отражает взаимосвязь сервис-фактора с видом нагрузки, а таблица 2 выражает зависимость сервис-фактора от типа используемого двигателя. Значения сервис-фактора AGMA получены для одного типа двигателя. Для других типов двигателя значения сервис-фактора должны быть преобразованы с помощью таблицы 4.[12]

Таблица 3. Классификация нагрузки.

Тип нагрузки (Сервис-фактор)	Время работы до 3 часов в день	Время работы от 3 до 10 часов в день	Время работы более 10 часов в день
I (1.0)	Умеренные ударные нагрузки	Равномерная нагрузка	
II (1.4)	Тяжелые ударные нагрузки	Умеренные ударные нагрузки	Равномерная нагрузка
III (2.0)		Тяжелые ударные нагрузки	Умеренные ударные нагрузки

Таблица 4. Сомножитель для сервис фактора для различных типов двигателя.

Паровая или газовая турбина, гидравлический или электродвигатель	Многоцилиндровый двигатель	Одноцилиндровый двигатель
1.00	1.25	1.50

1.25	1.50	1.75
1.50	1.75	2.00
1.75	2.00	2.25
2.00	2.25	2.50
2.50	2.75	3.00
3.00	3.25	3.50

Таблица 5. Значения сервис-фактора А.Г.М.А. для червячных мотор-редукторов при равномерной нагрузке от двигателя.

Область применения	Время работы		
	До 3-х часов в день	От 3-х до 10 часов в день	Более 10 часов в день
Смесители:			
Только жидкости	*	1,0	1,25
Жидкости и твердых тел	1,0	1,25	1,50
Жидкости - переменная плотность	1,0	1,25	1,50
Вентиляторы:			
центробежные	*	1,00	1,25
лепестковые	1,00	1,25	1,50
лопаточные	*	1,00	1,25
Техника для пивоварен и дистилляций:			1,25
Разливная техника	*	1,00	1,25
Заварочные автоматы – непрерывного цикла	*	1,25	1,25
Плиты - непрерывного цикла	*	1,00	1,25
Моющая ванна - непрерывного цикла	*	1,00	1,25
Сливная воронка - частые старты	1,00	1,25	1,50
Разливные машины	*	1,00	1,25
Пекарная печь	*	1,00	1,25
Вагоноопрокидыватели	1,25	1,50	1,75
Тестомес	1,00	1,26	1,50
Автодомкраты	1,00	1,25	1,50
Мясорубки	1,00	1,25	1,50
Осветители	*	1,00	1,25
Генераторы	*	1,00	1,25
Технологическое оборудование по производству глиняных изделий:			
Кирпичи	1,25	1,50	1,75
Брикеты	1,25	1,50	1,75
смесители	1,00	1,75	1,5
Трамбовщики	1,50	1,75	2,00

Компрессоры:			
Центробежные	*	1,00	1,25
Лепестковые	1,00	1,25	1,50
Многоцилиндровые поршневые	1,00	1,25	1,50
Одноцилиндровые поршневые	1,25	1,50	1,75
Конвейеры - общего назначения:			
Равномерно загружен	*	1,00	1,25
Не равномерно	1,00	1,25	1,50
Поршневые или шейкеры	1,25	1,50	1,75
Краны (подъемное оборудование):			
Главная лебедка	1,25	1,50	1,75
Вспомогательная лебедка	1,25	1,50	1,75
Подъемные стрелы	1,25	1,50	1,75
Поворотный привод	1,25	1,50	1,75
Тягового привода	1,50	1,50	1,50
Дробилки:			
Камень или руда	1,50	1,75	2,00
Экскаваторы:			
Тросовые лебёдки	1,00	1,25	1,50
Конвейеры	1,00	1,25	1,50
Эструдеры	1,25	1,25	1,25

Таблица 6. Значения сервис-фактора А.С.М.А. для цилиндрических и конических мотор-редукторов при равномерной нагрузке от двигателя.

Область применения	Время работы		
	До 3-х часов в день	От 3-х до 10 часов в день	Более 10 часов в день
Смесители:			
Только жидкости	1,00	1,00	1,25
Жидкости и твердых тел	1,00	1,25	1,50
Жидкости - переменная плотность	1,00	1,25	1,50
Вентиляторы:			
центробежные	1,00	1,00	1,25
лепестковые	1,00	1,25	1,25
лопаточные	1,00	1,25	1,25
Техника для пивоварен и дистилляций:			
Разливная техника	1,00	1,00	1,25
Заварочные автоматы – непрерывного цикла	1,25	1,25	1,25
Плиты - непрерывного цикла	1,25	1,25	1,25
Моющая ванна - непрерывного цикла	1,25	1,25	1,25
Сливная воронка - частые старты	1,25	1,25	1,50

Разливные машины	1,00	1,00	1,25
Пекарная печь	1,50	1,75	2,00
Вагоноопрокидыватели	1,00	1,25	1,50
Автодомкраты	1,00	1,25	1,50
Осветители	1,00	1,00	1,50
Технологическое оборудование по производству глиняных изделий:			
Кирпичи	1,50	1,75	2,00
Брикеты	1,50	1,75	2,00
смесители	1,00	1,25	1,50
Трамбовщики	2,00	2,00	2,00
Компрессоры:			
Центробежные	1,00	1,75	2,00
Лепестковые	1,00	1,75	2,00
Многоцилиндровые поршневые	1,50	1,25	2,00
Одноцилиндровые поршневые	1,75	2,00	2,00
Краны (подъемное оборудование):			
Главная лебедка	2,50	2,50	2,50
Вспомогательная лебедка	2,50	2,50	3,00
Подъемные стрелы	2,50	2,50	3,00
Поворотный привод	2,50	2,50	3,00
Тягового привода	2,50	2,50	3,00
Дробилки:			
Камень или руда	1,75	1,75	1,75
Экскаваторы:			
Тросовые лебёдки	1,25	1,25	1,50
Конвейеры	1,25	1,25	1,50
Экструдеры	1,50	1,50	1,50

Соответственно при выборе редуктора следует, руководствуясь таблицами, выбрать соответствующий тип редуктора по моменту или по мощности, где номинальный момент не менее расчетного, который получен путем умножения сервис-фактора на требуемый момент или мощность. Американской ассоциацией производителей передач проводится постоянное совершенствование расчетных таблиц после получения достоверных данных по практике применения. Следует отметить, что данная методика и значения сервис-фактора распространяются лишь на изделия произведенные по стандартам A.G.M.A.

Сервис-фактор в соответствии с нормами A.G.M.A. характеризует приложенные повышенные нагрузки, надежность, долговечность и другие. Стандарт ANSI/AGMA 2001-D04 учитывает: изменение нагрузки (коэффициентом перегрузки), изменение статистических данных (коэффициентом надежности), и количество рабочих циклов (фактором

количества циклов перенапряжений). Сервис-фактор традиционно задается для передач в зависимости от опыта эксплуатации в каждой конкретной области применения. Значения сервис-фактора указаны в приложениях к стандарту (приложение С). Коэффициент числа циклов напряжений вычисляется через количество эквивалентное число циклов напряжений (определенное число часов с определенной скоростью), что соответствует номинальной мощности для определения сервис-фактора.

Настоящий стандарт так же характеризует два вида фактора безопасности. Один соответствует контактной прочности (S_H), а второй изгибной прочности зуба (S_F).

Фактор безопасности исторически был введен для учета погрешностей методики расчета и проектирования, неоднородности свойств материала и производственных допусков.

Фактор безопасности также должен учитывать безопасность для человека и экономические последствия отказа изделия. Чем больше неопределенность или велики последствия, тем выше назначаемый запас прочности.

Например, трансмиссия автомобиля, в полной мере проходит испытания на нагрузки и ее качество строго контролируется. Обоснованные допуски на размеры, материалы и технологические процессы при производстве позволяют уменьшить фактор безопасности. С другой стороны для подъемника изготавливаемого малыми сериями он существенно увеличен, что является нормальной коммерческой практикой. В процессе совершенствования методик расчета некоторые факторы были исключены из рассмотрения. Факторы безопасности должны быть назначены после тщательного анализа опыта эксплуатации для конкретных условий применения. Минимальные значения запаса прочности, как правило, устанавливаются при проектировании по взаимной договоренности между изготовителем и покупателем.

Методика изложенная в ИСО 6336-2006

В свою очередь, стандарт ISO 6336, регулирующий расчёты на прочность редукторов и мотор-редукторов иностранного производства, состоит из нескольких частей: 1,2,3, и 5, 6.[5-9] Содержание пятой близко к стандарту DIN 3990. Входящие в стандарт факторы рассчитываются методами различного уровня сложности. И представлены в процессе возрастания сложности расчёта и числа учитываемых факторов. Они обозначены в алфавитном порядке буквами А, В, С, и D. Можно считать, что в инженерной практике в основном распространен метод С. В соответствии с данным методом расчёты выполняют в четыре этапа:

- на первом этапе определяют так называемые факторы влияния, в отечественной практике называемые коэффициентами нагрузки;
- на втором - проводят расчёт на контактную прочность;

- на третьем - расчёт с учётом изгибной прочности ножки зуба;
- на четвёртом определяют требования к свойствам материала;

Первым, среди факторов влияния, стоит фактор условий применения - K_A , который характеризует условия эксплуатации. Он зависит от типа приводного двигателя (электродвигатель, одно- или многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания), типа машины (шаровая мельница или ленточный конвейер). При одинаковой номинальной мощности, условия работы могут быть совершенно различны. В случае, когда динамические нагрузки выбираются из расчётного графика нагрузок, который их учитывает, можно принимать $K_A = 1$.

Коэффициент K_A корректирует номинальную нагрузку F_t для того, чтобы компенсировать дополнительные нагрузки на передачу от внешних источников. Эти дополнительные нагрузки в значительной степени зависят от характеристик ведущей и ведомой машины, а также масс звеньев и жесткости всей системы, включая валы и муфты. Для различных областей применения, таких как зубчатые колеса для морских судов и других воспринимающих максимальные циклические крутящие моменты и рассчитанных на сверхдолгую эксплуатацию, фактор условий применения может быть определен как отношение пикового циклического момента к номинальному крутящему моменту. Номинальный крутящий момент определяется из номинальной мощности и скорости. Это крутящий момент используется в расчетах мощности нагрузки. Если колесо подвергается конечному числу известных нагрузок, превышающему количество пиковых циклических моментов, то это влияние может быть учтено непосредственно в усталостном факторе или за счет увеличения фактора условия применения. Рекомендуется консультироваться у производителя по выбору фактора условия применения.

Метод А.

Метод А получен в результате полноразмерных натурных испытаний, точных измерений или комплексного математического анализа системы передачи на основе, проверенной опытом эксплуатации, или любые их комбинации. В таких случаях точность и надежность используемого метода должна быть доказана, а предположения четко обоснованы.

По следующим причинам, метод используется редко:

- описание условий эксплуатации неполные;
- подходящее измерительное оборудование трудно доступно;
- затраты на анализ и измерений превышают их ценность.

Метод В.

При методе В коэффициенты получены с достаточной точностью для большинства областей применения. Предположения точно формализованы. В каждом конкретном случае необходимо оценить их влияние на результат и возможность применения данного метода.

Метод С.

В случае использования метода С некоторые коэффициенты получены при помощи аппроксимации. Обоснованы и перечислены допущения, на основании которых они были получены. В каждом конкретном случае необходимо оценить их влияние на результат и возможность применения данного метода.

Так же стандарт дает четкое определение понятия «фактор безопасности». Он четко разграничивает его на две отдельных составляющих. Первая задается по отношению к поверхностному выкрашиванию S_H . Вторая, к изгибной прочности зубьев передачи S_F .

Для конкретной области применения фактор безопасности характеризует допустимую грузоподъемность передач, соответствующую рассчитанным значениям S_H и S_F . Они должны быть больше или равны минимальным допустимым значениям S_H и S_F соответственно. Рекомендации, касающиеся этих минимальных значений приводятся в приложениях стандарта ISO 6336. Соответствующие значения вероятности отказа и фактора безопасности, должны быть выбраны для обеспечения требуемой надежности. При этом важно помнить о стоимости такой передачи.[5] Значение фактора безопасности может быть рассчитано из соотношения:

$$\text{Фактор безопасности} = \frac{\text{Величина допустимых напряжений}}{\text{Величина расчетных напряжений}};$$

ПРИМЕЧАНИЕ: фактор безопасности, рассчитанный по изгибной нагрузке (мощности) зуба пропорционален S_F . Коэффициенты безопасности, рассчитанные по контактной нагрузке (мощности) пропорциональны S_H^2 .

В дополнение к общим требованиям и специальным требованиям к износостойкости поверхности, отсутствию питтинга, (ИСО 6336-2[6]) и изгибной прочности зуба (ИСО 6336-3[7]), фактор безопасности должен быть назначен с учетом следующих условий[5]:

- Достоверность свойств материала: рекомендованные ИСО 6336 к применению материалы (приведены в ИСО 6336-5[8]). Для них указаны допустимые напряжения, которые можно использовать при расчете допустимых при заданной вероятностью отказа. Они соответствуют вероятности повреждения равной 1%. Риск повреждения уменьшается с увеличением коэффициента безопасности, и наоборот.
- Достоверность значений нагрузки, используемых при расчете: если значение статической нагрузки или вибрации лишь оцениваются, но не измеряются, то следует увеличить запас прочности.
- Отклонение геометрии зуба из-за наличия допусков изготовления.

- Отклонения параметров материала из-за изменения химического состава, чистоты поверхности и микроструктуры (качество материала и термообработки).
- Изменения в смазке и ее обслуживание в течение всего срока службы колес.

В зависимости от достоверности предположений, на которых базируются расчеты и в соответствии с требованиями к надежности (последствия наступления поломки изделия при эксплуатации), должен быть назначен соответствующий коэффициент запаса прочности. В соответствии с методикой ИСО этот параметр должен быть согласован всеми заинтересованными сторонами.

Отечественные методики выбора редуктора и мотор-редуктора.

Выбор редуктора заключается в определении его типоразмера на основании условия отсутствия перегрева редуктора, сравнения номинального крутящего момента и задаваемого, а так же действующих радиальных нагрузок.

Номинальные характеристики приводятся в технической документации к любому изделию машиностроительного назначения. Они приводятся для различных условий работы, которые характеризуют продолжительность включений (ПВ), нереверсивности работы, наличия толчков и ударов, наличие вибраций и возможность изменения приложенного момента.

Методики выбора редуктора исходя из аналогов понятия сервис-фактора или фактора безопасности только начинают появляться в отечественной практике.[13-15]

Методика выбора редуктора от предприятия «ЗАРЕМ» по коэффициенту условий работы

Отечественным заводом «ЗАРЕМ» в качестве коэффициента, учитывающего все эти факторы, был выбран $K_{УР}$ - коэффициент условий работы.[13]

$$K_{УР} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{ПВ} \cdot K_{РЕВ}, \quad (1)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий динамические характеристики двигателя, K_2 – коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки, K_3 – коэффициент, учитывающий, количество пусков в час, $K_{ПВ}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность включения (ПВ), $K_{РЕВ}$ – коэффициент, учитывающий реверсивность редуктора (для нереверсивной работы $K_{РЕВ} = 1,00$; для реверсивной – $K_{РЕВ} = 0,75$).

Так же при выборе редуктора следует помнить, что мощность двигателя округляется до ближайшего в большую сторону при этом наиболее экономичной является эксплуатация редуктора при частоте вращения на входе менее 1500 об/мин, а с целью более длительной безотказной работы редуктора рекомендуется принимать частоту вращения входного вала менее 900 об/мин.

В качестве исходных данных для подбора типа редуктора следует принять компоновочные размеры, требуемое передаточное число, характеристика режима эксплуатации, требования к расположению осей.

По заданному передаточному числу определяется число ступеней редуктора. Для $i_{ред} \leq 6,3$ – одноступенчатый, $7,1 \leq i_{ред} \leq 20$ (для эвольвентных закаленных и шлифованных зубьев) и $7,1 \leq i_{ред} \leq 50$ (для улучшенных зубьев, передач с зацеплением Новикова) – двухступенчатый редуктор, $20 \leq i_{ред} \leq 100$ (для эвольвентных закаленных и шлифованных зубьев) и $50 \leq i_{ред} \leq 200$ (для улучшенных зубьев, передач с зацеплением Новикова) – трехступенчатый, а для $i_{ред}$ больших приведенным ранее – четырех и более ступенчатый редуктор.

При выборе типоразмера редуктора следует знать [13]:

- вид приводимой машины.
- требуемый крутящий момент, $T_{ВЫХ.ТРЕБ}, Н \cdot м$.
- частота вращения выходного вала редуктора $n_{ВЫХ}, об / мин$.
- вид двигателя
- характер нагрузки (равномерная или неравномерная, реверсивная или нереверсивная, наличие или величина перегрузок, наличие толчков, ударов, вибраций).
- требуемая длительность эксплуатации редуктора в часах.
- средняя ежесуточная работа в часах.
- количество включений в час.
- продолжительность включений под нагрузкой $ПВ \%$.
- условия окружающей среды.
- тип соединения редуктора с приводимой машиной.
- радиальная консольная нагрузка.

Расчет следующих параметров редуктора проводится по следующим формулам:

1) Передаточное отношение:

$$i_{ред} = \frac{n_{ВХ}}{n_{ВЫХ}}; \quad (2)$$

2) Расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора:

$$T_{ВЫХ.РАСЧ.} = T_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_{УР} \quad (3)$$

3) Расчетная мощность двигателя:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} = \frac{T_{ВЫХ.РАСЧ.} \cdot n_{ВЫХ.}}{9550 \cdot \eta} \quad (4)$$

, где $P_{ВХ.РАСЧ.}$ – расчетная мощность двигателя, кВт, а η – коэффициент полезного действия (КПД).[13]

Значения КПД принимаются для одноступенчатых – 0,99, двухступенчатых – 0,98, трехступенчатых – 0,97, четырехступенчатых – 0,95. В случае конических редукторов для одноступенчатых – 0,98, двухступенчатых – 0,97. Для коническо-цилиндрических редукторов как произведение КПД соответствующих КПД конической и цилиндрической части.

Значения коэффициентов $K_1 - K_{PEB}$ определяются из таблиц 7-13.

Таблица 7. Коэффициент характеристики двигателя K_1 .

Ведущая машина	Степень толчкообразности ведомой машины			
	А	Б	В	Г
Электродвигатель, паровая турбина	1,0	1,2	1,5	1,8
4-х, 6-ти цилиндровые двигатели внутреннего сгорания, гидравлические и пневматические двигатели	1,25	1,5	1,8	2,2
1-н, 2-х, 3-х цилиндровые двигатели внутреннего сгорания	1,5	1,8	2,2	2,5

Примечание:

А – плавная нагрузка

Б – слабые толчки

В – толчки средней силы

Г – сильные толчки

Таблица 8. Коэффициент продолжительности работы K_2 .

Ежедневное пользование, ч/сут.	<2	<8	<16	>16
K_2	0,9	1,0	1,12	1,25

Таблица 3. Коэффициент количества пусков K_3 .

Количество пусков в час	1	<20	<40	<80	<160	>160
-------------------------	---	-----	-----	-----	------	------

Коэффициент характеристики двигателя, K_1	1	1,0	1,2	1,3	1,5	1,6	2,0
	1,25	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,7
	1,5	1,0	1,07	1,1	1,15	1,25	1,4
	1,8	1,0	1,05	1,05	1,07	1,1	1,2

Таблица 9. Коэффициент продолжительности включений $K_{ПВ}$.

ПВ, %	100	60	40	25	15
$K_{ПВ}$	1,0	0,90	0,80	0,70	0,67

Таблица 10. Степень толчкообразности ведомых машин.

Характер нагрузки	Ведомая машина
А	Генераторы, элеваторы, центробежные компрессоры, равномерно загружаемые конвейеры, смесители жидких веществ, насосы центробежные, шестеренные, винтовые, стреловые механизмы, воздуходувки, вентиляторы, фильтрующие устройства
Б	Водоочистные сооружения, неравномерно загружаемые конвейеры, лебедки, тросовые барабаны, ходовые, поворотные, подъемные механизмы подъемных кранов, бетономешалки, печи, трансмиссионные валы, резак, дробилки, мельницы, оборудование для нефтяной промышленности.
В	Пробойные прессы, вибрационные устройства, лесопильные машины, грохот, одноцилиндровые компрессоры.
Г	Оборудование для производства резинотехнических изделий и пластмасс, смесительные машины и оборудование для фасонного проката.

Подбор редукторов производится в следующей последовательности:

1. Определяется передаточное число редуктора по формуле (2).
2. Определяется количество ступеней по рекомендациям.
3. Определяется коэффициент условий работы для редукторов общемашиностроительного применения по формуле (1).

Примечание:

Для специальных редукторов коэффициент условий работы $K_{ур}=1$. Для специальных редукторов и для редукторов общемашиностроительного применения с коэффициентом условий работы $K_{ур} = 1$ по известным типу редуктора, передаточному числу и количеству ступеней подбирается редуктор из таблиц каталога с обеспечением условия:

$$T_{ВЫХ.ТАБ.} \geq T_{ВЫХ.ТРЕБ.}, \quad (5)$$

где $T_{ВЫХ.ТРЕБ.}$ – номинальный крутящий момент из таблиц каталога.

Для редукторов с коэффициентом условий работы $K_{ур}$ не равном 1 определяется значение расчетного крутящего момента по формуле (3), после чего производится подбор редуктора из таблиц каталога с обеспечением условия:

$$T_{ВЫХ.ТАБ.} \geq T_{ВЫХ.РАСЧ.}, \quad (6)$$

Сравнение радиальных консольных нагрузок, приложенных в середине посадочных частей концов входного и выходного валов редуктора, производится следующим образом:

- 1) Определяется расчетная величина консольных нагрузок по известным величинам требуемых нагрузок из соотношений для случаев не равенства единице коэффициента $K_{ур}$:

$$F_{ВЫХ.РАСЧ.} = F_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_{ур}, \quad (7)$$

$$F_{ВЫХ.РАСЧ.} = F_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_{ур}, \quad (8)$$

- 2) Проверяем выполнение условий:

$$F_{ВЫХ.ТАБ.} \geq F_{ВЫХ.РАСЧ.}, \quad (9)$$

$$F_{ВЫХ.ТАБ.} \geq F_{ВЫХ.РАСЧ.}, \quad (10)$$

где $F_{ВЫХ.ТАБ.}$, $F_{ВЫХ.ТАБ.}$ – радиальные консольные нагрузки.

- 3) Для специальных редукторов и редукторов общемашиностроительного применения с коэффициентом условий работы $K_{ур}=1$ проверяется выполнение условий:

$$F_{ВЫХ.ТАБ.} \geq F_{ВЫХ.ТРЕБ.}, \quad (11)$$

$$F_{ВЫХ.ТАБ.} \geq F_{ВЫХ.ТРЕБ.}, \quad (12)$$

- 4) При невыполнении условий (9)...(12) выбирается больший типоразмер редуктора.

- 5) Для отсутствия перегрева редуктора производится проверка выполнения условия:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} \leq P_{ТЕРМ.} \cdot K_T, \quad (13)$$

где K_T – температурный коэффициент, значения которого приведены в таблице 11, $P_{ТЕРМ.}$ – термическая мощность (кВт), значение которой приводятся в паспортах, технических условиях на редукторы, каталогах.

Таблица 11. Температурный коэффициент K_T

Способ охлаждения	Температура окружающей среды, С°	Продолжительность включения, ПВ %.				
		100	80	60	40	25
Редуктор без постороннего охлаждения.	10	1,12	1,34	1,57	1,79	2,05
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,88	1,06	1,23	1,41	1,58
	40	0,75	0,9	1,05	1,21	1,35
	50	0,63	0,76	0,88	1,01	1,13
Редукторе со спиралью водяного охлаждения.	10	1,1	1,32	1,54	1,76	1,98
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,9	1,08	1,26	1,44	1,62
	40	0,85	1,02	1,19	1,36	1,53
	50	0,8	0,96	1,12	1,29	1,44
Редуктор охлаждается обдуванием.	10	1,15	1,38	1,61	1,84	2,07
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,9	1,08	1,26	1,44	1,82
	40	0,8	0,96	1,12	1,29	1,44
	50	0,7	0,84	0,98	1,12	1,26
Редуктор с обдуванием и водяным охлаждением.	10	1,12	1,34	1,57	1,79	2,05
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,92	1,1	1,29	1,47	1,66
	40	0,83	1,0	1,16	1,33	1,5
	50	0,78	0,94	1,09	1,25	1,4

В случае невыполнения условия отсутствия перегрева, при выбранном первоначально способе охлаждения, определяются другие способы охлаждения, или переходят к большему типоразмеру редуктора.

Методика выбора редуктора от предприятия «ЗАРЕМ» с использованием эксплуатационного коэффициента

Еще одна методика по выбору типа редуктора, предложенная предприятием «ЗАРЕМ», основывается на понятии эксплуатационного коэффициента K_f (сервис-фактора). [14]

Данная методика применяется для серий редукторов **7Ц, 7Ц2, 7Ц3, 7Ц4, 7КЦ1, 7КЦ2, 7КЦ3**, и мотор-редукторов серий **7МЦ2, 7МЦ3**. Она позволяет наиболее точно учитывать влияние рабочей машины на редуктор с использованием эксплуатационного коэффициента K_f (сервис-фактора).

Общие требования к условиям эксплуатации и выбору данного типа редукторов не отличаются от требований к выбору редукторов другого типа от данного производителя.

Существенным отличием является способ определения номинального крутящего момента на выходном валу редуктора. Номинальный крутящий момент определяется исходя из понятия сервис-фактора следующим образом:

$$T_f = T_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_f, \quad (14)$$

где K_f – эксплуатационный коэффициент (сервис-фактор) определяется по формуле:

$$K_f = K_{f1} \cdot K_{f2} \quad (15)$$

Коэффициент K_{f1} определяется по ежедневному времени работы и количеству включений, с учетом характера нагрузки в зависимости от коэффициента инерции по таблице 12.

Таблица 12. Коэффициент характеристики нагрузки K_{f1} .

Число включений в час	Характер нагрузки и время работы (час/сутки)								
	А			Б			В		
	3...5	6...10	10...20	3...5	6...10	10...20	3...5	6...10	10...20
<6	0,8	1,0	1,4	1,0	1,2	1,6	1,5	1,8	2,0
<60	1,0	1,2	1,7	1,2	1,4	1,9	1,8	2,2	2,4
<120	1,1	1,4	2,0	1,4	1,7	2,2	2,1	2,5	2,8

Примечание:

Выделено три характера нагрузки.

А ($K_L < 0,5$) – спокойная безударная (генераторы, центробежные компрессоры, равномерно загружаемые конвейеры, смесители жидких веществ, насосы центробежные, мешалки для чистых жидкостей воздухоудовки, вентиляторы, фильтрующие устройства).

Б ($K_L > 0,5 - 10$) – нагрузка с малыми и средними ударами (неравномерно загружаемые конвейеры (транспортеры для тяжелых материалов), ковшовые элеваторы, лебедки, бетономешалки, тросовые барабаны, ходовые, поворотные, подъемные механизмы подъемных кранов, трансмиссионные валы, шестеренные насосы, резак, дробилки, оборудование для нефтяной промышленности, водоочистные сооружения).

В ($K_L > 10$) – сильная ударная нагрузка (мешалки с высокой вязкостью, измельчители, тяжелые лебедки, рольганги, ковшовые элеваторы, камнедробилки, шаровые мельницы, мельницы для цемента, молотковые дробилки, вибраторы, экструдеры, пробойные прессы, лесопильные машины, одноцилиндровые компрессоры).

Здесь, коэффициент нагрузки K_L определяется как отношение приведенного момента инерции $J_{ПРИВ.}$, к моменту инерции

двигателя $J_{ДВ}$. (момент инерции ротора двигателя, тормоза и инерционной крыльчатки):

$$K_L = J_{ПРИВ.} / J_{ДВ}.$$

Коэффициент характеристики двигателя K_{f2} выбираются по таблице 13.

Таблица 13. Коэффициент характеристики двигателя K_{f2} .

Ведущая машина	K_{f2}
Электродвигатель, паровая турбина	1,0
4-х, 6-ти цилиндровые двигатели внутреннего сгорания, гидравлические и пневматические двигатели	1,25
1-х, 2-х, 3-х цилиндровые двигатели внутреннего сгорания	1,5

Выбор редукторов осуществляется в следующем образом:

Выбирается тип и исполнение редуктора по необходимой компоновочной схеме привода.

Определяется передаточное число редуктора по формуле (2).

Определяется количество ступеней по рекомендациям.

Определяется коэффициент характера нагрузки K_{f1} по таблице 7.

Определяется коэффициент характеристики двигателя K_{f2} по таблице 8.

Рассчитывается эксплуатационный коэффициент K_f (сервис-фактор).

Рассчитывается номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора T_f ($H \cdot m$) с учетом сервис фактора K_f .

По известным выбранным и рассчитанным параметрам типа редуктора, передаточному числу и количеству ступеней по таблице из каталога подбирается редуктор с выполнением условия:

$$T_{ВЫХ.ТАБ.} > T_f,$$

где $T_{ВЫХ.ТАБ.}$ - номинальный крутящий момент из таблиц каталога.

После чего производится проверка отсутствия перегрева редуктора. Проверка производится исходя из условия:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} = P_{ТЕРМ.} \cdot K_T,$$

где K_T – температурный коэффициент, значения которого приведены в таблице 14, $P_{ТЕРМ.}$ – термическая мощность (кВт), значение которой приводятся в паспортах, технических условиях на редукторы, каталогах.

Таблица 14. Температурный коэффициент K_T .

Способ охлаждения	Температура окружающей среды, °C	Продолжительность включений, ПВ %				
		100	80	60	40	25
Редуктор без постороннего охлаждения	10	1,12	1,34	1,57	1,79	2,05
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,88	1,06	1,23	1,41	1,58
	40	0,75	0,9	1,05	1,21	1,35
	50	0,63	0,76	0,88	1,01	1,13
Редуктор со спиралью водяного охлаждения	10	1,1	1,32	1,54	1,76	1,98
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,9	1,08	1,26	1,44	1,62
	40	0,85	1,02	1,19	1,36	1,53
	50	0,8	0,96	1,12	1,29	1,44
Редуктор охлаждается обдувом	10	1,15	1,38	1,61	1,84	2,07
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,9	1,08	1,26	1,44	1,82
	40	0,8	0,96	1,12	1,29	1,44
	50	0,7	0,84	0,98	1,12	1,26
Редуктор с обдувом и водяным охлаждением	10	1,12	1,34	1,57	1,79	2,05
	20	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
	30	0,92	1,1	1,29	1,47	1,66
	40	0,83	1,0	1,16	1,33	1,5
	50	0,78	0,94	1,09	1,25	1,4

В случае невыполнения условия отсутствия перегрева, при выбранном первоначально способе охлаждения, определяются другие способы охлаждения, или переходят к большему типоразмеру редуктора.

Методика выбора редуктора от предприятия «НТЦ Редуктор» с учетом эксплуатационного коэффициента

В соответствии с методикой предложенной современным российским предприятием НТЦ «Редуктор» выбор осуществляется исходя из понятия эксплуатационного коэффициента, который учитывает фактические условия эксплуатации.[11]

Выбор редуктора заключается в определении его типоразмера из предложенного в каталогах.

Редукторы эксплуатируются в различных условиях и режимах, что необходимо учитывать при их выборе, поэтому исходными данными для выбора редуктора являются:

- расчётный крутящий момент T_{2P} , действующий на выходной вал редуктора, Н·м;

- расчётная частота вращения выходного вала, n_{2P} , мин^{-1} ;
- расчётная частота вращения входного вала, n_{1P} , мин^{-1} (или расчетное передаточное отношение $i = n_{1P}/n_{2P}$);
- расчетные радиальные консольные нагрузки на входном F_{ReP} и выходном F_{RaP} валах редуктора, Н;
- характер внешней нагрузки;
- продолжительность суточной работы, час.;
- частота пусков в час;
- тип применяемого смазочного материала;
- наличие упругих элементов (муфты, ремни и др.) на входном и выходном валах редуктора;
- наличие реверсивного режима работы;
- температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$;

Также следует учесть требуемые конструктивные особенности редуктора:

1. вариант расположения редуктора в пространстве;
2. конструктивное исполнение по способу монтажа:
 - а) на лапах;
 - б) на фланце.

Для правильного выбора редуктора следует рассчитать требуемое передаточное отношение редуктора:

$$i = n_{1P}/n_{2P}, \quad (16)$$

где n_{1P} – расчётная частота вращения входного вала редуктора, мин^{-1} ; n_{2P} – расчётная частота вращения выходного вала редуктора, мин^{-1} .

Учитывая рассчитанное требуемое передаточное отношение i , по таблице 15 выбираем тип редуктора.

Таблица 15. Выбор типа редуктора.

Передаточное отношение, i	Тип редуктора
2,1...51,6	Цилиндрический соосный двухступенчатый 5Ц2С
61,2...527,1	Цилиндрический соосный 5Ц3С

Для определения типоразмера редуктора находим значение расчётно-эксплуатационного крутящего момента $T_{2PЭ}$ на выходном валу редуктора:

$$T_{2PЭ} = T_{2P} \cdot K_{Э}, \quad (17)$$

где T_{2P} – расчётный крутящий момент, воспринимаемый выходным валом редуктора и соответствующий нормально протекающему (установившемуся) процессу работы механизма, Н·м; $K_{Э}$ –

эксплуатационный коэффициент, учитывающий фактические условия эксплуатации и режим работы редуктора:

$$K_{\mathcal{E}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5. \quad (18)$$

Значения коэффициентов $K_1 - K_5$ выбираем по таблицам 16–21.[11]
Если полученное значение $K_{\mathcal{E}} > 3$, то для дальнейших расчётов принимаем $K_{\mathcal{E}} = 3$.

Таблица 16. Коэффициент характера эксплуатации редуктора K_1 .

Время работы в сутки		4 часа			8 часов			16 часов			24 часа		
		<10	10-100	>100	<10	10-100	>100	<10	10-100	>100	<10	10-100	>100
Характер нагрузки	Равномерная	1	1	1	1	1	1,1	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
	средние толчки	1	1,1	1,3	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5
	сильные толчки	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6	1,5	1,6	1,7

Таблица 17. Коэффициент смазки K_2 .

Тип смазки зарубежного производства	K_2	Тип смазки отечественного производства	K_2
Синтетическая	1,0	Полужидкие смазки	1,1
Минеральная	1,2	Минеральная	1,3

Таблица 13. Коэффициент наличия упругих элементов K_3 .

Наличие упругих элементов		значение K_3 при количестве пусков в час		
на выходном валу	на входном валу	менее 10	от 10 до 50	более 50
да	да	1,0	1,05	1,1
да	нет	1,1	1,15	1,2
нет	да	1,15	1,2	1,3
нет	нет	1,2	1,3	1,4

Таблица 14. Коэффициент реверсивных пусков K_4 .

Наличие реверсивного движения	K_4
Реверсивные пуски отсутствуют	1,0
Реверсивные пуски, после остановки более 10 сек.	1,0
Реверсивные пуски после остановки 2-10 сек.	1,2-1,0
Реверсивные пуски после остановки менее 2-х сек.	1,3
Примечание: При наличии гидродинамической муфты $K_4 = 1,0$	

Таблица 15. Температурный коэффициент K_5 .

Температура окружающей среды, °C	Продолжительность включения ПВ, %				
	100	80	60	40	20
10	1,0		0,9	0,8	0,7
20	1,0			0,9	0,8
30	1,1	1,05	1,0	0,95	0,9
40	1,2	1,15	1,1	1,05	1,0
50	1,3	1,25	1,2	1,15	1,1

Примечание: $PВ = \frac{t_H}{60} \cdot 100\%$, где: t_H – среднее время работы редуктора под нагрузкой в час, мин. Если время работы редуктора под нагрузкой больше часа, то $PВ=100\%$.

Затем, в таблицах технических характеристик редукторов найдём минимальный типоразмер редуктора, для которого табличные значения i_R и T_2 удовлетворяют условиям: $i_R \approx i$, $T_2 \geq T_{2PЭ}$. При этом выбираем лучший вариант, соответствующий тому или иному существенному требованию эксплуатации, т.е. передаточному отношению или крутящему моменту.

После, следует сравнить расчётные величины радиальных консольных нагрузок на входном и выходном валах F_{RaP} и F_{ReP} с допустимыми (F_{Ra} и F_{Re}) табличными значениями, указанными в технических характеристиках. Должны выполняться неравенства:

$$F_{RaP} \leq F_{Ra},$$

$$F_{ReP} \leq F_{Re}.$$

Если эти неравенства не выполняются, т.е. расчетные нагрузки превышают допусковые для выбранного редуктора, то необходимо применить редуктор большего типоразмера или, если это возможно, изменить геометрические параметры передач (ременных, цепных, зубчатых и т.п.) с целью снижения нагрузок на валы редуктора.

Обратите внимание, что в таблицах технических характеристик приведены значения n_2 и P_1 только для номинальной частоты вращения входного вала редуктора $n_1=1440 \text{ мин}^{-1}$. При другой частоте вращения входного вала редуктора необходимо рассчитать значения n_2 и P_1 по формулам:

$$n_2 = n_{1P} / i_R, \quad (19)$$

$$P_1 = (T_2 \cdot n_2) / (9550 \cdot \eta), \quad (20)$$

где η – коэффициент полезного действия ($\eta = 0,96$).

Для правильного выбора приводного двигателя определяем расчетную мощность P_{1P} на входном валу редуктора, соответствующую расчетному крутящему моменту T_{2P} на выходном валу:

$$P_{1P} = (T_{2P}/T_2) \cdot P_1. \quad (21)$$

Зная типоразмер редуктора, передаточное отношение, конструктивное исполнение по способу монтажа, а также климатическое исполнение и категорию размещения редуктора, можно выбрать редуктор или мотор-редуктор из каталога.

Методика выбора редукторов и мотор-редукторов зарубежного производства.

В настоящее время в России широко представлены редуктора и мотор-редуктора немецкой фирмы SEW-EURODRIVE.[17] Данная продукция представлена во всех основных отраслях современной промышленности. Изделия и системы компании SEW-EURODRIVE подразделяют на 4 группы. А именно:

1. Мотор-редукторы и преобразователи частоты
2. Сервоприводные системы
3. Децентрализованные приводные системы
4. Индустриальные редукторы

Редукторы и мотор-редукторы SEW-EURODRIVE можно использовать в широком диапазоне температуры окружающей среды. Подробные данные по мощности и вращающему моменту, приведенные в каталогах, относятся к монтажной позиции M1 и подобным монтажным позициям, при которых входная ступень редуктора не находится полностью ниже уровня масла. Кроме того, подразумевается, что мотор-редукторы имеют стандартные характеристики, заполнены стандартным смазочным материалом и эксплуатируются в нормальных условиях.

Следует учитывать, что мощность двигателя, указанная в таблицах параметров мотор-редукторов, может быть различной в зависимости от условий эксплуатации и исполнения. Вращающий момент на выходном валу при заданной частоте вращения является существенным фактором для того или иного применения и подлежит проверке.

Указанные значения частоты вращения выходного вала мотор-редукторов являются ориентировочными. Номинальную частоту вращения выходного вала можно рассчитать по номинальной частоте вращения двигателя и передаточному числу редуктора. Следует учитывать, что действительная частота вращения выходного вала зависит от нагрузки на двигатель и параметров электросети.

Данная фирма предлагает определенный подход к выбору редуктора собственного производства. Для этого требуется знать параметры, указанные в таблице 16.

Таблица 16. Исходные данные для выбора редуктора или мотор редуктора от SEW-EURODRIVE.

Данные привода		
n_{amin}	Минимальная частота вращения выходного вала	[об/мин]
n_{amax}	Максимальная частота вращения выходного вала	[об/мин]
P_a при n_{amin}	Выходная мощность при минимальной частоте вращения выходного вала	[кВт]
P_a при n_{amax}	Выходная мощность при максимальной частоте вращения выходного вала	[кВт]
M_a при n_{amin}	Вращающий момент на выходном валу при минимальной частоте вращения	[Нм]
M_a при n_{amax}	Вращающий момент на выходном валу при максимальной частоте вращения	[Нм]
F_R	Внешняя радиальная нагрузка на выходной вал. Предполагает приложение усилия посередине вала. В противном случае определите точное положение точки приложения усилия, указав угол приложения усилия и направление вращения вала для проверочного расчета.	[Н]
F_A	Осевая нагрузка (растяжение и сжатие) на выходной вал	[Н]
J_{load}	Момент инерции приводимого механизма	[10 ⁻⁴ кгм ²]
$R, F, K, S, W, M1-M6$	Необходимый тип редуктора и монтажная позиция (→ гл. "Монтажные позиции / Потери от перемешивания масла")	-
$IP...$	Необходимая степень защиты	-
ϑ_{amb}	Температура окружающей среды	[°C]
H	Высота над уровнем моря	[м]
$S.., \% ПВ$	Режим работы и относительная продолжительность включения (ПВ); или укажите точный цикл нагрузки	-
Z	Количество включений; или укажите точный цикл нагрузки	[вкл/ч]
f_{supply}	Частота сети	[Гц]
U_{mot} U_{Brake}	Номинальное напряжение двигателя и тормоза	[В]
M_B	Необходимый тормозной момент	[Нм]

Рассчитав мощность и частоту вращения привода, можно выбрать соответствующий вариант привода с учетом прочих требований к механическим параметрам. Что можно сделать в следующем порядке:

1. Необходимая информация о приводимом механизме.
 - технические данные и условия окружающей среды;
 - точность позиционирования;
 - диапазон регулирования частоты вращения (равномерность вращения);
 - расчет рабочего цикла.
2. Расчет необходимых прикладных данных.
 - мощность в статическом, динамическом и генераторном режимах;
 - значения частоты вращения;
 - значения вращающего момента;
 - диаграмма рабочего цикла.
3. Выбор редуктора.
 - определение типоразмера, передаточного числа и варианта исполнения;
 - проверка точности позиционирования;
 - проверка нагрузочной способности.
4. Выбор системы в зависимости от.
 - точности позиционирования;
 - диапазона регулирования;
 - режима управления.
5. Режим работы преобразователя.
 - управление по характеристике U/f с контролем частоты вращения или без него;
 - управление потокосцеплением ротора по вектору напряжения с контролем частоты вращения или без него;
 - управление потокосцеплением ротора по вектору тока.
6. Выбор двигателя.
 - максимальный вращающий момент;
 - при особо низких частотах вращения выходного вала: мощность двигателя ограничивается в соответствии с $M_{a \max}$ редуктора;
 - для динамических приводов: эффективный вращающий момент при средней частоте вращения;
 - максимальная частота вращения;
 - для динамических приводов: кривая характеристики момента;
 - тепловая нагрузка (диапазон регулирования, относительная продолжительность включения);
 - выбор датчика;
 - дополнительное оборудование двигателя (тормоз, штекерные разъемы, защита T_F и т. д.).
7. Выбор тормоза.
 - определение тормозного момента;

- определение ресурса;
- определение размера тормоза;
- выбор системы управления тормозом.

Затем выбрать необходимые преобразователи и дополнительное оборудование при необходимости.

Выбор редуктора так же представляет собой многоступенчатый процесс. Первое на что следует обратить внимание – это КПД редуктора. В зависимости от типа редуктора КПД может варьироваться в широком диапазоне. Так для червячного редуктора с самоторможением он будет ниже чем у цилиндрического. Следует учитывать, что КПД редуктора при запуске всегда ниже, чем при номинальной частоте вращения. КПД цилиндрических, плоских цилиндрических и конических редукторов в зависимости от числа ступеней лежит в пределах от 94 % (трехступенчатый) до 98 % (одноступенчатый).

Помимо выше перечисленного у всех редукторов существует период обкатки (приработки). Сначала боковая поверхность зубьев новых червячных редукторов и редукторов другого типа еще не приработана. Поэтому при обкатке трение больше, и КПД ниже, чем при последующей эксплуатации. Чем больше передаточное число i , тем более очевидным становится этот эффект. В период обкатки редуктора значения КПД ниже номинальных на величину, указанную в таблице 17.

Таблица 17. Значения снижения КПД от типа редуктора для периода обкатки.

Червячный редуктор		
	Диапазон i	Снижение КПД
1-заходный	50...280	~12%
2-заходный	20...75	~6%
3-заходный	20...90	~3%
5-заходный	6...25	~3%
6-заходный	7...25	~2%

Для других типов редукторов значения снижения КПД составляют от 3-х до 15-ти %.

Период обкатки при нормальных условиях составляет 48 часа. Червячные и прочие редукторы достигают номинальных значений КПД, если:

- обкатка редуктора закончена полностью;
- достигнута нормальная рабочая температура редуктора;
- залит рекомендуемый смазочный материал;
- редуктор работает в номинальном диапазоне нагрузки.

После определения данных параметров можно рассчитать коэффициент инерции следующим образом:

$$\text{Коэффициент инерции} = \frac{\text{Внешние моменты инерции}}{\text{Моменты инерции двигателя}}$$

"Все внешние моменты инерции" – это моменты инерции рабочего механизма и редуктора, приведенные к валу двигателя. Расчет для приведения к валу двигателя выполняется по следующей формуле:

$$J_X = J \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2,$$

где J_X – момент инерции, приведенный к валу двигателя, J – момент инерции, приведенный к выходному валу редуктора, n - частота вращения выходного вала редуктора, n_M – частота вращения вала двигателя.

"Момент инерции двигателя" – это моменты инерции ротора двигателя, а также тормоза и инерционной крыльчатки (крыльчатка Z), если таковые установлены. При большом коэффициенте инерции (> 10), большом люфте в передающих элементах или при значительных внешних радиальных нагрузках эксплуатационный коэффициент f_B может быть $> 1,8$. Где f_B рассчитывается через метод определения максимально допустимого длительного вращающего момента $M_{a \max}$, с последующим его использованием для получения эксплуатационного коэффициента $f_B = M_{a \max} / M_a$. Данные методы не нормированы и у разных изготовителей существенно различаются. Уже при эксплуатационном коэффициенте $f_B = 1$ редукторы SEW обладают очень высокой безопасностью и надежностью по степени усталостной прочности (исключение: износ червячного колеса в червячных редукторах). При определенных условиях эксплуатационный коэффициент f_B нельзя сопоставлять с данными от других изготовителей.

На выходной вал редуктора или мотор-редуктора действуют осевые радиальные нагрузки, которые не должны превышать допустимых. При определении результирующей внешней радиальной нагрузки необходимо учитывать тип передающего элемента, установленного на вал. Кроме того, следует принимать во внимание следующие коэффициенты запаса f_Z для различных передающих элементов, указанные в таблице 18.

Таблица 18. Значения f_Z .

Передающий элемент	Коэффициент запаса f_Z	Примечания
Шестерни	1.15	< 17 зубьев
Звездочки цепной передачи	1.40	< 13 зубьев
Звездочки цепной передачи	1.25	< 20 зубьев
Клиноременные шкивы	1.75	В зависимости от предварительного натяжения

Плоскоременные шкивы	2.50	В зависимости от предварительного натяжения
Шкивы зубчатых ремней	1.50	В зависимости от предварительного натяжения

Внешняя радиальная нагрузка на вал двигателя или редуктора рассчитывается следующим образом:

$$F_R = \frac{M_d \cdot 2000}{d_0} \cdot f_Z,$$

F_R – внешняя радиальная нагрузка [Н].

M_d – вращающий момент [Нм].

d_0 – средний диаметр установленного передающего элемента [мм].

f_Z – коэффициент запаса.

Определение допустимых внешних радиальных нагрузок производится на основе номинального срока службы L_{10h} подшипников качения (по стандарту ISO 281). При необходимости эксплуатации в особых условиях допустимые внешние радиальные нагрузки можно определить по скорректированному сроку службы L_{na} . Допустимые внешние радиальные нагрузки F_{Ra} для выходных валов редукторов на лапах со сплошным валом представлены в таблицах параметров мотор-редукторов.

Методика выбора редуктора от фирмы КЕВ.

Еще одной фирмой, чья продукция и методика ее выбора заслуживает внимания, является немецкая фирма КЕВ.[18] При выборе мотор-редуктора этой фирмы должны выполняться следующие условия:

$$T_2 \geq T_A,$$

$$c_G \geq f_B,$$

где T_2 – крутящий момент мотор-редуктора (в соответствии с табличным значением), T_A – крутящий момент сопротивления приводимой в действие машины, c_G – коэффициент передачи (в соответствии с табличным значением), f_B – коэффициент применения приводимой в действие машины.

После чего, выбор мотор-редуктора определяется следующими факторами:

- режим работы двигателя.

- приложенные силы на выходной вал.
- температура окружающей среды и высота над уровнем моря.
- условия окружающей среды.

Коэффициент применения f_B – это эксплуатационный коэффициент (сервис-фактор) приводного механизма определяется характером нагрузки, средним временем работы в день и количеством включений в час. Характер нагрузки (равномерная, ударная, значительная ударная) в основном определяется моментом инерции приводимого механизма:

$$F_J = \frac{J_{red}}{J_{mot}},$$

где F_J – коэффициент ускорения массы, J_{red} – все внешние инерционные нагрузки, J_{mot} – момент инерции (двигатель).

Таблица 19. Значения коэффициента применения f_B .

Класс по удару	F_J	Время работы часы/день	Число срабатываний в час			
			<10	10...100	100...200	>200
I – равномерный	0...0,2	<8	0,8	1,0	1,2	1,3
		8...16	1,0	1,2	1,3	1,4
		16...24	1,2	1,3	1,4	1,5
II – умеренные удары	0,2...3	<8	1,1	1,3	1,4	1,5
		8...16	1,3	1,4	1,5	1,7
		16...24	1,5	1,6	1,7	1,8
III – сильные удары	3...10	<8	1,4	1,6	1,7	1,8
		8...16	1,6	1,7	1,8	2,0
		16...24	1,8	1,9	2,0	2,1

Максимальная допустимая радиальная сила на выходном валу редуктора рассчитывается по формуле:

$$F_R = \frac{M_{ab} \cdot 2000}{d_0} \cdot f_Z,$$

где F_R – радиальная сила на выходном валу [Н], M_{ab} – крутящий момент мотор-редуктора (в соответствии с табличным значением) [$H \cdot m$], d_0 – эффективный диаметр установленного ведущего элемента [мм], f_Z – коэффициент приращения (в соответствии таблицей 20).

Таблица 20. Значение коэффициента приращения f_Z .

Элемент трансмиссии	f_Z	Примечания
Зубчатые колеса	1,1	<17 зубьев
Звездочки	1,4	<13 зубьев
	1,2	<20 зубьев

Шкивы для клиновидных ремней	1,7	Влияние силы начального предварительного натяжения
Шкивы для плоских ремней	2,5	Влияние силы начального предварительного натяжения

Рассчитанная таким образом радиальная сила не должна превышать допустимую радиальную силу для редукторов, при радиальное усилие приложено к середине выходного вала и отсутствуют осевые нагрузки.

Если радиальные усилия приложены не к середине вала, то необходимо произвести перерасчет допустимого значения радиального усилия:

$$F_{Rx1} = F_{R1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{x}{K_1}},$$

$$F_{Rx2} = F_{R2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{x}{K_2}},$$

$$F_{Rxp} = \min(F_{Rx1}, F_{Rx2}),$$

где F_{R1} – допустимые радиальные усилия для сохранения ресурса подшипников [Н], F_{R2} – допустимые радиальные усилия по прочности вала приложенные силы к середине выходного вала [Н], K_1, K_2 – постоянные [мм], x – расстояние (с учетом знака, смотрите чертеж) [мм], F_{Rx1} – допустимые радиальные усилия для сохранения ресурса подшипников, приложенные в точке x [мм], F_{Rx2} – допустимые радиальные усилия по прочности вала приложенные к точке x [Н], F_{Rxp} – суммарная величина допустимого радиального усилия приложенная к точке x [Н]. Значения F_{R1} указаны в каталоге производителя.

Выбор редуктора от BONFIGLIOLI.

Данный производитель оборудования предлагает собственную методику выбора.[19] Она базируется на ряде определений, таких как:

Номинальный выходной крутящий момент M_{n2} [Н·м].

Крутящий момент, передаваемый на выходной вал при равномерной нагрузке, скорости вращения входного вала n_1 и скорости вращения выходного вала n_2 . Номинальный крутящий момент рассчитывается для эксплуатационного коэффициента $f_S = 1$.

Требуемый крутящий момент M_{r2} [Н·м].

Крутящий момент, необходимый исходя из требований приводимого механизма. Данная величина должна быть меньше или равна номинальному выходному крутящему моменту M_{n2} выбранного редуктора.

Расчетный крутящий момент M_{C2} [Нм].

Значение крутящего момента, которым необходимо руководствоваться при выборе редуктора с учетом требуемого крутящего момента M_{r2} (при требуемой скорости n_2), и эксплуатационного коэффициента f_S , вычисляется по формуле:

$$M_{C2} = M_{r2} \cdot f_S < M_{r2}$$

Номинальная входная мощность P_{n1} [кВт]

Значение данной величины, приведенное в таблицах выбора редукторов, соответствует допустимой входной мощности, передаваемой на входной вал редуктора при скорости n_1 и эксплуатационном коэффициенте $f_S = 1$.

Коэффициент полезного действия (КПД).

Данный производитель выделяет два типа КПД.

1) Динамический КПД [η_d].

Динамический КПД представляет собой отношение мощности, получаемой на выходном валу P_2 , к мощности, приложенной к входному валу P_1 .

$$\eta_d = \frac{P_1}{P_2}$$

В каталоге величины номинального крутящего момента M_{n2} приведены с учетом динамического КПД. Значения η_d указаны для редукторов, прошедших достаточно длительный период обкатки. По окончании обкатки температура на поверхности редуктора начинает снижаться и постепенно стабилизируется.

На рабочую температуру влияет как режим работы, так и температура окружающей среды. Под влиянием обоих этих факторов температура внутри корпуса редуктора в средней точке червячного вала может достигать 80 – 100°C, что не будет оказывать неблагоприятного воздействия на работу редуктора.

Однако в случае, если при эксплуатации редуктора возможен нагрев его поверхности до 90 – 100°C, рекомендуется использовать в редукторе сальники из композитного материала.

2) Статический КПД [η_S].

КПД в момент начала работы редуктора. Для геликоидальных редукторов данная величина не очень важна, однако она играет

существенную роль при выборе червячных мотор-редукторов для работы в режиме с переменной нагрузкой (например, в подъемниках).

Передаточное число.

Характеристика, присущая каждому редуктору и вычисляемая по следующей формуле:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Значения передаточных чисел в каталогах округлены до одного знака после запятой (а в случае $i > 1000$ – до целого числа). Точное значение передаточного числа можно получить у производителя.

Момент инерции J_r [$\text{кг} \cdot \text{м}^2$].

Величина момента инерции, указанная в каталогах, относится к входному валу редуктора. Таким образом, в случае соединения редуктора непосредственно с двигателем это значение суммируется с величиной инерции двигателя.

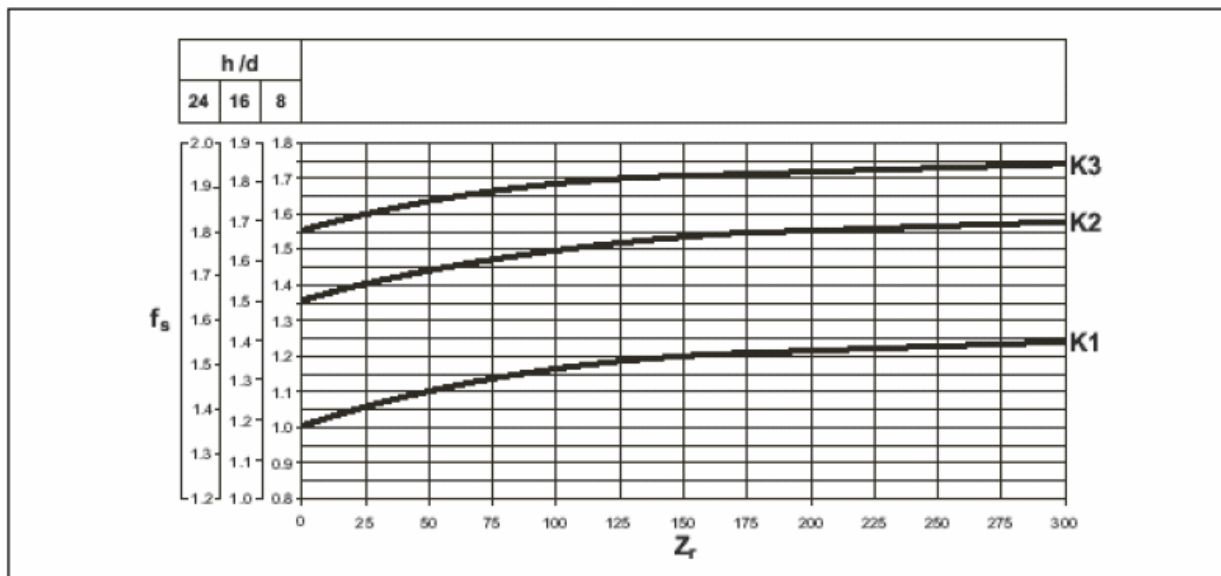
Эксплуатационный коэффициент f_S .

Эксплуатационный коэффициент является количественным показателем тяжести предполагаемых условий эксплуатации редуктора с приблизительным учетом ежедневного цикла работы, изменений нагрузки и возможных перегрузок, связанных с особенностями конкретных условий эксплуатации изделия.

Приведенный ниже график позволяет найти значение эксплуатационного коэффициента. Для этого, выбрав в столбце “ h/d ” (количество часов работы в сутки) нужное значение, следует на одной из кривых (K_1, K_2 или K_3) найти значение искомого коэффициента в зависимости от числа включений в час.

Выбор кривой $K_$ осуществляется в зависимости от типа условий эксплуатации (K_1, K_2 и K_3 приблизительно соответствуют обычной равномерной нагрузке, условиям средней тяжести и тяжелым условиям эксплуатации) путем применения коэффициента ускорения нагрузки K , который зависит от отношения инерции приводимой нагрузки и собственной инерции двигателя. Значения этих коэффициентов $K_$ представлены на рисунке 3.

Независимо от полученного таким образом значения эксплуатационного коэффициента необходимо учитывать, что в некоторых устройствах, в частности в подъемных механизмах, поломка шестерни редуктора может вызвать опасность причинения травм находящимся по близости людям.



Z_r = число включений в час.

Рис. 3 Значения коэффициентов K_{1-3} .

Коэффициент ускорения нагрузки K .

Данный параметр служит основанием для выбора одной из кривых типа нагрузки. Его значение вычисляется по формуле:

$$K = \frac{J_C}{J_m},$$

где J_C - момент инерции нагрузки на валу двигателя, J_m - момент инерции двигателя.

Таблица 21. Таблица соответствия нагрузки и кривой K .

$K = \frac{J_C}{J_m}$	Кривая	Тип нагрузки
$K \leq 0,25$	K_1	обычные равномерные нагрузки
$0,25 \leq K \leq 3$	K_2	умеренные ударные нагрузки
$3 \leq K \leq 10$	K_3	тяжелые ударные нагрузки
$K > 10$		уточняется у производителя

Техническое обслуживание.

Редукторы, заполняемые на заводе смазкой на весь период эксплуатации, в обслуживании не нуждаются. В других типах редукторов первая замена масла с промывкой специальным промывочным средством производится через 300 часов работы. Не допускается смешивание минеральных масел с синтетическими. Необходима регулярная проверка уровня масла и его замена через интервалы, указанные в таблице ниже.

Мотор-редукторы могут быть выбраны следующим образом:

1. Определите эксплуатационный коэффициент f_S , соответствующий типу нагрузки (в зависимости от коэффициента К), количеству включений в час Z_R и количеству часов работы в сутки.
2. Вычислите необходимую входную мощность по формуле:

$$P_{r1} = \frac{(M_{r2} \cdot n_2)}{(9550 \cdot \eta_d)}$$

3. В таблицах выбора найдите таблицу, соответствующую требуемой номинальной мощности:

$$P_n \geq P_{r1}$$

При отсутствии иных указаний мощность двигателей P_n , указанная в каталоге, относится к режиму постоянной работы S1. Для двигателей, применяемых в условиях режимов, отличных от режима S1, необходимо указание требуемого режима в соответствии со стандартом СЕI 2-3/IEC 34-1. В частности, при работе в режимах S2 - S8 для двигателей типоразмера 132 и меньших, возможно получение дополнительной мощности по сравнению с мощностью в режиме постоянной работы; следовательно, должно быть выполнено следующее условие:

$$P_1 \geq \frac{P_{r1}}{f_m}$$

4. Значения поправочного коэффициента f_m указаны в таблице 22.

Таблица 22. Значения поправочного коэффициента f_m .

	Режим работы						
	S2			S3			S4-S8
	Продолжительность цикла (мин)			Относительная продолжительность включения (I)			Обратиться за консультацией в Службу технической поддержки
	10	30	60	25%	40%	60%	
f_m	1,35	1,15	1,05	1,25	1,15	1,1	

5. *Относительная продолжительность включения.*

$$I = \frac{t}{(t_f + t_r)} \cdot 100,$$

где t_f - время работы при постоянной нагрузке, t_r - время покоя.

Затем в соответствии с требуемой скоростью вращения на выходе n_2 выберите мотор-редуктор, коэффициент безопасности которого S больше или равен эксплуатационному коэффициенту f_S :

$$S \geq f_S,$$

6. Коэффициент безопасности определяется следующим образом:

$$S = \frac{M_{n2}}{M_2} = \frac{P_{n1}}{P_1},$$

В таблицах выбора мотор-редукторов представлены сочетания с двух-, четырех- и шестиполюсными двигателями, рассчитанными на частоту тока в сети 50 Гц (соответственно 2800, 1400 и 900 об/мин). В случае необходимости применения электродвигателей с иными скоростями, производите выбор, ориентируясь на технические характеристики редукторов без электродвигателей.

Процедура выбора редукторов:

Определите эксплуатационный коэффициент f_S , соответствующий типу нагрузки.

Вычислите требуемый выходной крутящий момент M_{C2} по следующей формуле:

$$M_{C2} = M_{r2} \cdot f_S,$$

Определите требуемое передаточное число исходя из имеющихся данных о скорости на выходе n_2 и входной скорости n_1 :

$$i = \frac{n_1}{n_2},$$

Получив значения M_{C2} и i , исходя из скорости n_1 , выберите по таблице редуктор с передаточным числом i ближайшим к требуемому таким образом, чтобы номинальный крутящий момент M_{n2} был больше или равен расчетному крутящему моменту M_{C2} :

$$M_{n2} \geq M_{C2},$$

При необходимости сочленения выбранного редуктора с электродвигателем, проверьте возможность выбранного сочетания по таблице «Возможности комбинаций редукторов с электродвигателями».

Проверка правильности выбора:

После того, как выбор механизма привода сделан, рекомендуется проверить следующее:

1) Максимальный крутящий момент.

Максимально допустимый крутящий момент (при мгновенной пиковой нагрузке), приложенный к редуктору, в принципе не должен превышать 300% от номинального момента M_{n2} . Убедитесь в выполнении данного условия; при необходимости используйте соответствующие устройства ограничения крутящего момента.

В случаях применения трехфазных многоскоростных электродвигателей рекомендуется принимать во внимание величину крутящего момента при переключении с высокой скорости на более низкую, поскольку указанная величина может значительно превышать максимально допустимый крутящий момент.

Наиболее простым и экономичным способом минимизации перегрузки является подача тока питания во время переключения лишь на две фазы двигателя (это время можно контролировать при помощи реле времени):

Крутящий момент переключения: $M_{g2} = 0,5 \cdot M_{g3}$	
M_{g2}	Крутящий момент при подаче питания на две фазы
M_{g3}	Крутящий момент при подаче питания на три фазы

2) Радиальные нагрузки.

Убедитесь, что радиальные нагрузки на входной и/или выходной вал находятся в пределах допустимых значений по каталогу. В случае превышения допустимой нагрузки выберите редуктор большего размера или измените конструкцию несущей системы. Следует учитывать, что значения, указанные в каталоге относятся к нагрузкам, приложенным к середине хвостовика вала. В связи с этим, если нагрузка приложена к другой точке хвостовика, следует в соответствии с инструкциями, данными в настоящем каталоге (см. ниже раздел «РАДИАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ»), произвести перерасчет допустимой нагрузки в зависимости от расстояния от точки выхода хвостовика вала до точки приложения нагрузки.

3) Осевые нагрузки.

Осевые нагрузки не должны превышать 20% от радиальной нагрузки на соответствующий вал. В случае наличия чрезвычайно высоких осевых нагрузок или сочетания высоких осевых и радиальных нагрузок, рекомендуется обратиться за консультацией к производителю.

4) Количество включений в час.

В случае применения редуктора в механизмах, требующих высокой частотности включений, необходимо рассчитать максимально допустимое количество включений в час под нагрузкой [Z] (вычисляется в соответствии с указаниями, приведенными в разделе «Электродвигатели»). Реальное количество включений в час должно быть меньше рассчитанного таким образом.

Предложенная данным производителем методика проста и логична. Она учитывает достаточное количество производственных и эксплуатационных факторов.

Методика выбора редуктора от MOTOVARIO.

У еще одного итальянского производителя следующий подход к выбору редукторов.[20]

В соответствии с информацией предоставленной компанией MOTOVARIO для червячных редукторов, n_1 – количество оборотов на

входе редуктора (об/мин). Этот параметр зависит от выбранного типа привода или электродвигателя. n_2 – количество оборотов на выходе редуктора (об/мин). Эта величина определяется требуемым количеством оборотов для данного механизма или устройства. i – передаточное число редуктора. Величина, полученная от деления количества зубьев червячного колеса на количество заходов червячного вала. Определяется отношением:

$$i = \frac{n_1}{n_2},$$

После определения данных параметров можно выбрать типоразмера редуктора по мощности. Где P_1 - мощность на входном валу (кВт), мощность на входе редуктора, в зависимости от выбранного типа привода, или электродвигателя. P_2 - мощность на выходном валу (кВт) мощность на выходе редуктора. Эта величина определяется требуемой мощностью для данного механизма или устройства.

Зависимость мощности на входе в редуктор и на выходе определяется следующим отношением:

$$\eta_d(\eta_s) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \cdot 100\%,$$

где η_d – динамический коэффициент полезного действия редуктора.

Значение КПД вычислены экспериментальным путем для редукторов по результатам длительной обкатки при нормальной скорости вращения и установившейся рабочей температуре корпуса редуктора. Значения приведены в таблице КПД.

η_s – статический коэффициент полезного действия редуктора. Данный коэффициент возникает при запуске редуктора, значительно снижает крутящий момент. При наличии переменных нагрузок (например, поднятие груза), вместо динамического коэффициента определяющим является статический коэффициент. Значения приведены в таблице 23.

Таблица 23. Значения КПД.

Типоразмер	КПД	Передаточное число										
		7,5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
NMRV025	$\eta_d(1400)$	0.85	0.83	0.79	0.75	0.71	0.67	0.62	0.58	0.55		
	η_s	0.71	0.68	0.61	0.56	0.5	0.46	0.41	0.36	0.34		
NMRV030	$\eta_d(1400)$	0.85	0.82	0.77	0.73	0.68	0.65	0.59	0.55	0.51	0.44	
	η_s	0.67	0.63	0.55	0.5	0.43	0.39	0.35	0.31	0.27	0.23	
NMRV040	$\eta_d(1400)$	0.87	0.85	0.82	0.78	0.75	0.7	0.65	0.62	0.58	0.52	0.47
	η_s	0.71	0.67	0.6	0.55	0.51	0.45	0.4	0.36	0.32	0.28	0.24
NMRV050	$\eta_d(1400)$	0.88	0.86	0.82	0.79	0.76	0.72	0.67	0.63	0.59	0.53	0.49
	η_s	0.7	0.66	0.59	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.27	0.23
NMRV063	$\eta_d(1400)$	0.88	0.87	0.83	0.81	0.78	0.74	0.7	0.66	0.62	0.57	0.51
	η_s	0.71	0.67	0.6	0.55	0.51	0.45	0.4	0.36	0.33	0.28	0.24
NMRV075	$\eta_d(1400)$	0.89	0.88	0.85	0.82	0.8	0.76	0.72	0.69	0.65	0.6	0.55
	η_s	0.71	0.68	0.61	0.57	0.53	0.46	0.42	0.38	0.35	0.29	0.26
NMRV090	$\eta_d(1400)$	0.9	0.89	0.86	0.84	0.82	0.78	0.75	0.72	0.68	0.63	0.59
	η_s	0.73	0.7	0.64	0.6	0.56	0.49	0.45	0.41	0.38	0.32	0.28
NMRV110	$\eta_d(1400)$	0.9	0.89	0.86	0.85	0.84	0.79	0.78	0.75	0.72	0.67	0.63
	η_s	0.72	0.69	0.63	0.62	0.59	0.48	0.48	0.44	0.41	0.36	0.32
NMRV130	$\eta_d(1400)$	0.91	0.89	0.87	0.86	0.84	0.8	0.78	0.75	0.72	0.68	0.64
	η_s	0.72	0.69	0.63	0.61	0.58	0.49	0.46	0.43	0.39	0.34	0.3

P_{1n} – требуемая минимальная мощность электродвигателя (кВт).

Определяется по следующей формуле:

$$P_{1n} \geq P_1 \cdot f_S,$$

где f_S – сервис-фактор. Значение показывающее, насколько большой запас прочности должен иметь редуктор для обеспечения требуемой устойчивости к перегрузкам. Значение сервис-фактора для каждого исполнения редуктора указано в таблицах технических характеристик.

В зависимости назначения самого привода требуемый сервис-фактор может иметь различные значения для различных условий работы.

Легкий режим работы - нагрузка спокойная безударная, момент инерции ротора электродвигателя больше момента инерции нагрузки, приведённого к быстроходному валу. Это условие почти всегда выполняется, если передаточное отношение редуктора достаточно велико.

К данному типу нагрузки можно отнести следующие механизмы, как мешалки для чистых жидкостей, загрузочные устройства для печей, тарельчатые питатели, генераторы,

центробежные насосы, транспортеры с равномерно распределенной нагрузкой, шнековые или ленточные транспортеры для легких сыпучих материалов, вентиляторы, сборочные конвейеры, небольшие мешалки, подъемники малой грузоподъемности, подъемные платформы, очистительные машины, фасовочные машины, контрольные машины.

Значения сервис-фактора для данного вида нагрузки можно определить по таблице 24.

Таблица 24. Значения сервис-фактора для легкого режима.

Сервис-фактор, f_S									
Количество часов работы в день	Количество пусков редуктора в час								
	2	4	8	16	32	63	125	250	500
4	0,8	0,8	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2
8	1,0	1,0	1,1	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
16	1,3	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
24	1,5	1,5	1,5	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8

Средний режим работы – нагрузка с умеренными ударами, момент инерции нагрузки, приведенный к быстроходному валу, не более чем В три раза превышает момент инерции ротора двигателя.

К данному типу нагрузки относятся следующие механизмы, как мешалки для вязких жидкостей и твердых материалов, ленточные транспортеры, средние лебедки, канализационные шнеки, волоконные установки, вакуумные фильтры, ковшовые элеваторы, краны, устройства подачи в дерево обрабатывающих станках, подъемники, балансировочные машины, резьбонарезные станки, ленточные транспортеры для тяжелых материалов, домкраты, раздвижные двери, скребковые конвейеры, упаковочные машины, бетономешалки, фрезерные станки, гибочные станки, шестеренные насосы, штабелеукладчики, поворотные столы. Значения сервис-фактора для данного вида нагрузки можно определить по таблице 25.

Таблица 25. Значения сервис-фактора для среднего режима.

Сервис-фактор, f_S									
Количество часов работы в день	Количество пусков редуктора в час								
	2	4	8	16	32	63	125	250	500
4	1,0	1,0	1,0	1,0	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
8	1,3	1,3	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
16	1,5	1,5	1,5	1,5	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
24	1,8	1,8	1,8	1,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2

Тяжелый режим работы – нагрузка с сильными ударами (приведенный момент инерции более чем в три раза превышает момент инерции ротора

электродвигателя). Характер нагрузки сказывается, прежде всего, в период пуска/ останова привода, поэтому рекомендуется использовать устройство плавного пуска для снижения ударных нагрузок на передачу и, как следствие, повышения надёжности и долговечности привода в целом.

К данному типу нагрузки относятся следующие механизмы, как лебедки и подъемники для тяжелых грузов, экструдеры, резиновые каландры, прессы для кирпича, строгальные станки, шаровые мельницы, мешалки для тяжелых материалов, ножницы, насосы, центрифуги, шлифовальные станки, камнедробилки, цепные черпаковые подъемники, сверлильные станки, эксцентриковые прессы, гибочные станки, поворотные столы, барабаны, вибраторы, токарные станки, прокатные станы, мельницы для цемента. Значения сервис-фактора для данного вида нагрузки можно определить по таблице 26.

Таблица 26. Значения сервис-фактора для тяжелого режима.

Сервис-фактор, f_S									
Количество часов работы в день	Количество пусков редуктора в час								
	2	4	8	16	32	63	125	250	500
4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
8	1,5	1,5	1,5	1,5	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
16	1,8	1,8	1,8	1,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
24	2,2	2,2	2,2	2,2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5

Значение требуемого сервис-фактор должно быть увеличено при следующих условиях работы редуктора, указанных в таблице 27:

Таблица 27. Значения коэффициента увеличения.

Температура окружающего воздуха	Коэффициент увеличения
30-40 ⁰ C	1,1-1,4
40-50 ⁰ C	1,3-1,4
50-60 ⁰ C	1,5-1,6

Так же выбор редуктора может быть осуществлен **по крутящему моменту**. Если требуется подобрать редуктор по данному крутящему моменту на выходном валу M_2 , то следует определить требуемый минимальный крутящий момент развиваемый редуктором:

$$M_{2n} \geq M_2 \cdot f_S,$$

где f_S – сервис-фактор, M_{2n} – подбираем ближайшее большее значение из таблиц с техническими характеристиками редукторов.

В случае необходимости связь между крутящим моментом и мощностью на редукторе устанавливает следующая формула:

$$P_2 = \frac{(M_2 \cdot n_2)}{(9550 \cdot \eta_d(\eta_S))},$$

где P_2 – мощность на выходном валу (кВт), n_2 – количество оборотов на выходе в редуктора (об/мин), $\eta_d(\eta_S)$ – коэффициент полезного действия редуктора.

После чего осуществляется выбор редуктора по мощности.

Выбор типоразмера редуктора по радиальной нагрузке.

Шестерни, шкивы, установленные на выходной вал, могут создавать радиальные нагрузки, которые необходимо учитывать, чтобы избежать перегрузки и повреждения редуктора:

F_R - внешняя радиальная нагрузка, [Н].

$$F_R = \frac{(2000 \cdot M \cdot kr)}{d} \leq F_{R2},$$

где M – крутящий момент на выходном валу редуктора, kr – коэффициент типа нагрузки. Он может принимать следующие значения:

$kr = 1,4$ нагрузка от червячного вала.

$kr = 1,1$ нагрузка от шестерни.

$kr = 1,5-2,5$ нагрузка от V- шкива.

d – диаметр шестерни, шкива в мм.

F_{R2} – значение допустимой радиальной нагрузки, указанное в технических характеристиках на редуктор.

При сравнении со значением F_R необходимо учитывать, что нагрузка F_{R2} приложена к центру вала.

Примеры выбора редукторов и мотор-редукторов.

В данном разделе мы рассмотрим примеры выбора редукторов и мотор-редукторов по описанным ранее методикам.[13-15,17,19,20]

Пример выбора изделия по методике «НТЦ Редуктор»

Пусть при проектировании промышленного оборудования требуется подобрать мотор-редуктор со следующими исходными данными:

- расчетный крутящий момент, воспринимаемый выходным валом мотор-редуктора и соответствующий нормально протекающему (установившемуся) процессу работы механизма $T_{2P} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- расчетная частота вращения выходного вала $n_{2P} = 30 \text{ мин}^{-1}$;
- радиальная консольная нагрузка на выходном валу мотор-редуктора отсутствует;
- характер нагрузки – с сильными толчками;
- работа 8 часов в сутки;

- работа непрерывная (ПВ=100 %);
- смазка, применяемая в мотор-редукторе – синтетическая, зарубежного производства;
- мотор-редуктор соединен с исполнительным механизмом упругой муфтой;
- режим работы мотор-редуктора – нереверсивный;
- мотор-редуктор работает в помещении, при температуре окружающей среды +20 °С.

Требуемые конструктивные особенности мотор-редуктора:

- конструктивное исполнение – горизонтальное, на лапах;
- выходной вал – односторонний цилиндрический.

Требуемые особенности электродвигателя:

- асинхронный трехфазный односкоростной электродвигатель переменного тока (напряжение питания 380 В), степень защиты IP 54 по ГОСТ 17494-87, общепромышленного исполнения, со встроенным тормозом.

Выбор типоразмера мотор-редуктора:

Определяем значение эксплуатационного коэффициента $K_{\Sigma} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5$. Значения коэффициентов K_1 – K_5 выбираем по таблицам.

$K_1 = 1,3$ (работа 8 часов в сутки, сильные толчки);

$K_2 = 1,0$ (синтетическая смазка зарубежного производства);

$K_3 = 1,1$ (работа непрерывная, упругая муфта на выходном валу);

$K_4 = 1,0$ (работа нереверсивная);

$K_5 = 1,0$ (температура +20 °С, работа непрерывная: ПВ=100 %).

$K_{\Sigma} = 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,43$.

В таблицах технических характеристик мотор-редукторов найдем минимальный типоразмер мотор-редуктора, для которого табличные значения n_2 , T_{2MP} и f_b удовлетворяют условиям: $n_2 \approx n_{2P}$, $T_{2MP} \geq T_{2P}$, $f_b \geq K_{\Sigma}$. В нашем случае – это мотор-редуктор 5МЦКЦ-40ES со следующими техническими характеристиками:

$n_2 = 32 \text{ мин}^{-1}$; $T_{2MP} = 616 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $P_1 = 2,2 \text{ кВт}$; $f_b = 1,5$.

Итак, учитывая заданные конструктивные требования и используя табличные данные, выбираем мотор-редуктор.

Пример выбора изделия по методике «ЗАРЕМ».

Исходными данными для выбора являются:

- Кинематическая схема - оси входного и выходного валов параллельны и находятся в горизонтальной плоскости.
- Вид приводимой машины: листопркатный станок (группа В).
- $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.
- $F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = 11000 \text{ Н}$.
- $F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}} = 1000 \text{ Н}$.

- $n_{\text{ВЫХ.}} = 93,75$ об/мин.
- Вид двигателя: асинхронный электродвигатель.
- $n_{\text{ВХ.}} = 1500$ об/мин.
- Характер нагрузки: работа непрерывная, нереверсивная, толчки средней силы.
- Средняя ежесуточная работа – 10 часов.
- Количество включений в час – до 30.
- Продолжительность включений – ПВ 100 % .

Условия окружающей среды: температура воздуха $\leq 300\text{C}$, условия отвода тепла – естественное охлаждение воздухом окружающей среды.

Произведем выбор редуктора по этим данным.

Из таблиц 7-11 находим (группа В – электродвигатель, 10 часов работы в сутки, 30 пусков в час): $K_1=1,5$; $K_2=1,12$; $K_3=1,1$; $K_{\text{ПВ}}=1,0$; $K_{\text{РЕВ.}}=1$ (передача нереверсивная).

- Определяем величину коэффициента условий работы:

$$K_{\text{УР}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{\text{ПВ}} \cdot K_{\text{РЕВ.}}$$

$$K_{\text{УР}} = 1,5 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,848;$$

- Определяем расчетные выходной момент и консольные радиальные нагрузки:

$$T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = 4000 \cdot 1,848 = 7392 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = 1000 \cdot 1,848 = 1848 \text{ Н}$$

$$F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = 11000 \cdot 1,848 = 20328 \text{ Н}$$

- Определяем передаточное число редуктора:

$$i_{\text{ред}} = \frac{1500}{93,75} = 16$$

Согласно рекомендациям по выбору типа редуктора, выбираем двухступенчатый редуктор.

Из каталога находим:

редуктор цилиндрический двухступенчатый Ц2У-315НМ.

- Определяем расчетную мощность на входе в редуктор:

$$P_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = \frac{7392 \times 93,75}{9550 \times 0,98} = 74 \text{ кВт}$$

где $\eta=0,98$ – КПД двухступенчатого цилиндрического редуктора.

- Проверяем отсутствие перегрева редуктора. Из таблицы 6 находим значение коэффициента КТ ($t=300\text{C}$, без постороннего охлаждения, продолжительность включения ПВ 100%):

$$K_T = 0,88$$

- Согласно технической документации термическая мощность редуктора Ц2У-315НМ составляет:

$$P_{\text{ТЕРМ.}} = 128 \text{ кВт}$$

- Условие (13):

$$P_{\text{ВХ.РАСЧ.}} \leq 128 \cdot 0,88 = 112,6 \text{ кВт,}$$

То есть условие отсутствия перегрева выполнено.

В случае невыполнения условия отсутствия перегрева при выбранном способе охлаждения используются другие способы охлаждения.

Пример расчета привода транспортного устройства по методике SEW.

По данным, указанным в таблице 28, необходимо рассчитать параметры асинхронного двигателя с тормозом и цилиндрического редуктора.

Таблица 28. Исходные данные.

Масса тележки	$m_0 = 1500$ кг
Масса груза	$m_L = 1500$ кг
Скорость	$V=0,5$ м/с
Диаметр колеса	$D = 250$ мм
Диаметр цапфы	$d = 60$ мм
Пара трения	сталь/сталь
Плечо силы трения качения	сталь/сталь, $f = 0,5$ мм
Коэффициент трения обода и (с опорой в подшипниках качения) реборды колеса	(с опорой в подшипниках качения) $c = 0,003$
Коэффициент трения в подшипниках: (подшипники качения)	(подшипники качения) $\mu_L = 0,005$
Промежуточная передача	цепная, $i_V = 27/17 = 1,588$
Диаметр звездочки (ведомой)	$d_0 = 215$ мм
КПД нагрузки	$\eta_L = 0,90$
Продолжительность включения	40 % ПВ
Количество включений в час	75 ездов в час с грузом и 75 ездов в час без груза, 8 часов в сутки

Привод на 2 колеса. При трогании с места пробуксовка этих колес не допускается. Данный приводной механизм изображен на рисунке 4.

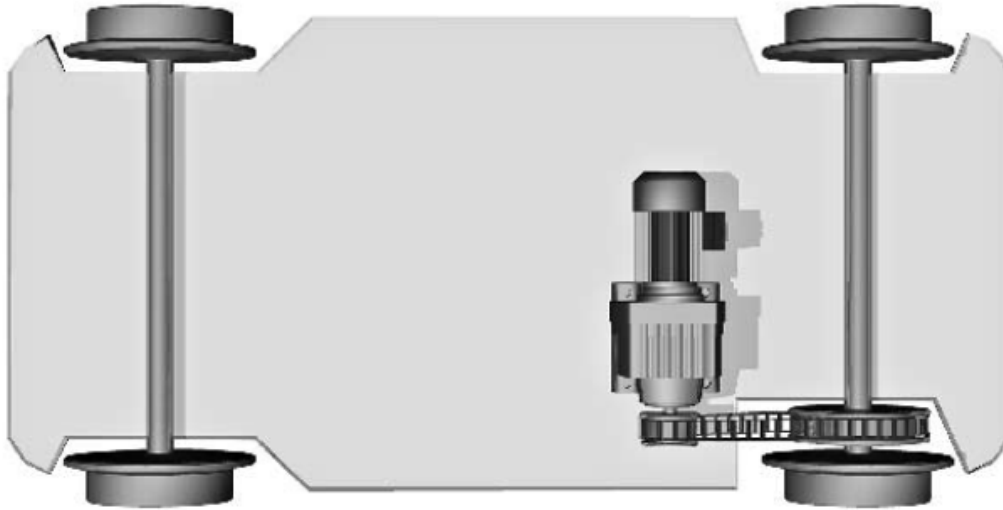


Рис. 4. Привод транспортного устройства
 Расчет параметров двигателя представлен в таблице 29.

Таблица 29. Расчет параметров двигателя.

Сила сопротивления качению	$F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right) [H]$
С грузом	$F_F = 3000 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{2}{250} \cdot \left(0,005 \cdot \frac{60}{2} + 0,5 \right) + 0,003 \right) = 241H$
Без груза	$F_F = 1500 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{2}{250} \cdot \left(0,005 \cdot \frac{60}{2} + 0,5 \right) + 0,003 \right) = 120,5H$

Статическая мощность.

Статическая мощность P_S учитывает все силы, действующие при движении без ускорения. Основные из них:

1. сила трения качения;
2. силы трения различных элементов;
3. сила тяжести на подъемах;
4. сила аэродинамического сопротивления.

$$P_S = \frac{F_F \cdot v}{\eta}$$

Для расчета КПД вводится η_T – это общий КПД приводной системы, состоящий из КПД редуктора η_G и КПД внешних передающих элементов η_L .

КПД редуктора с цилиндрическими или коническими шестернями можно принять за $\eta_G = 0,98$ для каждой ступени (например, 3 ступенчатый редуктор: $\eta_G = 0,94$). КПД червячных редукторов с учетом передаточного числа можно взять из каталога SEW "Мотор редукторы".

Поскольку на данном этапе расчета редуктор еще не выбран, принимается среднее значение для 2 или 3 ступенчатого редуктора $\eta_G = 0,95$.

КПД нагрузки зависит от вида передающих элементов после редуктора (например, цепи, ремни, тросы, зубчатые элементы и т. п.). По таблице в Приложении: КПД цепной передачи $\eta_L = 0,90...0,96$. При отсутствии более точных данных принимается минимальное значение ($\eta_L = 0,90$).

Таким образом общий КПД: $\eta_T = \eta_G \cdot \eta_L = 0,95 \cdot 0,9 = 0,85$.

Расчет статической мощности.

$$\text{С грузом: } P_S = \frac{241 \cdot 0,5}{0,85} = 142 \text{ Вт}.$$

$$\text{Без груза: } P_S = \frac{120,5 \cdot 0,5}{0,85} = 71 \text{ Вт}.$$

Вычисленная статическая мощность относится к валу двигателя. Эта мощность – только часть необходимой мощности двигателя, поскольку для приводов горизонтального перемещения определяющей является мощность на ускорение (динамическая мощность).

Динамическая мощность.

Динамической называется мощность, расходуемая на ускорение всей системы (нагрузка, передающие элементы, редуктор и двигатель). В нерегулируемых приводах двигатель создает динамический момент, который и ускоряет эту систему. Чем выше этот момент, тем больше ускорение.

В общем случае моментом инерции передающих элементов и редуктора можно пренебречь. Момент инерции ротора двигателя не известен, так как его параметры еще не определены. Поэтому мощность двигателя можно лишь приблизительно рассчитать по динамической мощности на ускорение нагрузки. Однако поскольку в приводах обычных транспортных устройств соотношение моментов инерции нагрузки и ротора двигателя очень велико, полная мощность двигателя весьма точно рассчитывается и по уже имеющимся данным. Тем не менее, необходима последующая проверка.

Тогда полная мощность равна:

$$P_T = P_{DL} + P_{DM} + P_S = \frac{m \cdot a \cdot v}{\eta} + P_{DM} + \frac{F_F \cdot v}{\eta},$$

где P_T – полная мощность, P_{DL} – динамическая мощность на ускорение нагрузки, P_{DM} – динамическая мощность двигателя, P_S – статическая мощность, η – общий КПД.

Значение допустимого ускорения при разгоне a_p пока неизвестно и подлежит расчету. Условие расчета этого значения – отсутствие пробуксовки ведущих колес.

Пробуксовка имеет место в том случае, если окружное усилие F_U на колесе превышает силу трения F_R . Тогда допустимое ускорение при разгоне:

$F_U = m \cdot a = F_R = m' \cdot g \cdot \mu_0$, где m' - масса нагрузки на ведущие колеса, в случае с 2 ведущими колесами $m' = m/2$, $\mu_0 = 0,15$ (коэффициент трения сцепления пары сталь/сталь).

$$a_P = \frac{1}{2} \cdot g \cdot \mu_0 = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 0,74 \frac{m}{c^2}.$$

Если ускорение "а" меньше допустимого ускорения "а_р", то колеса не пробуксовывают.

Т.о. полная мощность:

$$\text{С грузом} - P_T = \frac{3000 \cdot 0,74 \cdot 0,5}{0,85} + \frac{241 \cdot 0,5}{0,85} = 1448 \text{ Вт}.$$

$$\text{Без груза} - P_T = \frac{1500 \cdot 0,74 \cdot 0,5}{0,85} + \frac{120,5 \cdot 0,5}{0,85} = 724 \text{ Вт}.$$

Пробуксовка ведущих колес при больших ускорениях недопустима. Поэтому выбирается 2 полюсный двигатель. Соотношение моментов инерции внешней нагрузки и ротора такого двигателя меньше, поэтому на разгон двигателя до высокой частоты вращения требуется больше энергии. Таким образом, процесс ускорения проходит более плавно.

Для 2 полюсных двигателей этого класса мощности динамический момент M_H в 2 раза больше номинального момента. Использованное в расчетах значение ускорения является максимально допустимым, поэтому выбираем двигатель, номинальная мощность которого меньше полной мощности P_t , полученной для случая движения без груза.

По рассчитанным данным должен быть выбран электродвигатель.

Расчет параметров редуктора.

Скорость вращения выходного вала:

$$n_a = 19,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{v}{D} \cdot i_V = 19,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,5}{250} \cdot \frac{27}{17} = 60,7 \text{ об / мин}.$$

$$\text{Передаточное число редуктора: } i = \frac{n_M}{n_a} = \frac{2700}{60,7} = 44,5.$$

Для эксплуатации 8 часов в сутки при 150 езках в час (т. е. 300 процессов разгона и торможения в час) по диаграмме "Необходимый эксплуатационный коэффициент f_B " определяем эксплуатационный коэффициент: $f_B = 1,45$.

При коэффициенте инерции > 20 , что для транспортных устройств не редкость, люфт в приводной системе должен быть как можно меньше. В противном случае при работе от электросети возможно повреждение редуктора.

Базовой величиной для расчета параметров редуктора всегда является номинальная мощность двигателя.

Вращающий момент на выходном валу:

$$M_a = \frac{P_N \cdot 9550}{n_a} = \frac{0,55 \cdot 9550}{60,7} = 86,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Соответствующий редуктор: R27 с $n_a = 60$ об/мин и $M_{\text{amax}} = 130$ Нм.

При этом вращающий момент на выходном валу M_a (рассчитанный по номинальной мощности двигателя), эксплуатационный коэффициент f_B и внешняя радиальная нагрузка F_Q составляют:

$$M_a = \frac{0,55 \cdot 9550}{60} = 87,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$f_B = \frac{130}{87,5} = 1,48,$$

$$F_Q = \frac{M_a \cdot 2000}{d_0 / i_V} \cdot f_Z = \frac{87,5 \cdot 2000}{215 / 1,59} = 1617 \text{ Н}.$$

Число зубьев < 20 , поэтому $f_Z = 1,25$. Для ременного привода следует дополнительно учитывать усилие предварительного натяжения ремня: $F_{\text{Ra_zul}} = 3530$ Нм.

Пример выбора редуктора от BONFIGLIOLI.

Зададим исходные данные, как указано в таблице 30.

Таблица 30. Исходные данные.

Технические данные и сведения о типе применения:		
$n_1 = 900 \text{ мин}^{-1}$	$f_s = 2$	
$n_2 = 75 \text{ мин}^{-1}$	$M_{r2} = 9000 \text{ Нм}$	
<i>Рабочее положение: В7</i>		
<i>Продолжительность работы в час: 100% → $f_{\text{INT}} = 1$</i>		
Условия эксплуатации:		
Температура окружающей среды	= 30°C	$f_{\text{TA}} = 0.86$
Просторное помещение	$f_{\text{AMB}} = 1$	
Высота над уровнем моря [м]	= 0m	$f_{\text{ALT}} = 1$

Выбор изделия:

1) $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{900}{75} = 12.$

2) $P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} = \frac{9000 \cdot 75}{9550 \cdot 0,96} = 74 \text{ кВт}$

3) $P_{n1} \geq P_{r1} \cdot f_S = 74 \cdot 2 = 148 \text{ кВт}$

4) Выбираем редуктор из каталога: $P_{n1} - 146 \text{ кВт}$, $n_1 = 900 \text{ об / мин}$.

5) Проверка предельной термической мощности/теплоемкости:

$P_{TB} = 103 \text{ кВт}$	$f_{TA} = 0,86$; $T_{AMB} = 30^\circ \text{ C}$	$f_{n1} = 0,63$; $n_1 = 900$
----------------------------	--	-------------------------------

$P_{TO} = 44 \text{ кВт}$	$f_{AMB} = 1,0$	$f_{INT} = 1; I = 100\%$
$P_{FAN} = n.a.$	$f_{ALT} = 1,0$	$f_i = 0,6; i_N = 12,4$
$P_{SR} = n.a.$		

$$6) P_T = P_{TB} \cdot f_{TA} \cdot f_{AMB} \cdot f_{ALT} \cdot f_{INT} - P_{TO} \cdot f_i \cdot f_{n1} + P_{FAN} \cdot f_{TA} \cdot f_{ALT} + P_{SR} + P_{MRCW} + P_{MCRA} = 72 \text{ кВт}$$

Т.к. $P_T < P_{r1}$:

а) Первый вариант, система принудительной вентиляции:

$$P_{FAN} = 65 \text{ кВт}; n_1 = 900 \rightarrow P_T = 137 \text{ кВт} \text{ и } P_T > P_{r1}.$$

б) Второй вариант, змеевик охлаждения:

$$P_{SR} = 88 \text{ кВт} \rightarrow P_T = 160 \text{ кВт} \text{ и } P_T > P_{r1}.$$

Пример выбора редуктора от MOTOVARIO.

Пример №1.

Исходные данные:

- Транспортер для сыпучих материалов
- Требуемый крутящий момент на ВЫХОДНОМ валу $M_2 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
- Асинхронный электродвигатель $n_1 = 1400 \text{ об/мин}$
- Обороты на выходном валу редуктора $n_2 = 70 \text{ об/мин}$
- Работа непрерывная, нереверсивная, толчки средней силы
- Радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части концов
- выходного вала $F_{\text{ВЫХ}} = 500 \text{ Н}$
- Средняя ежесуточная работа 7 часов
- Количество включений в час до 10
- Условия окружающей среды: температура до 30°C

Выбор редуктора:

1. Передаточное число редуктора $i = n_1/n_2 = 1400/70 = 20$
2. Сервис - фактор выбираем по таблице среднего режима работы, используя данные
3. по ежесуточной работе и количеству включений, определяем интерполяцией $f_s = 1,25$
4. Увеличиваем сервис - фактор, используя температурный коэффициент $f_s = 1,25 \cdot 1,1 = 1,38$.
5. Считаем $M_{2n} = M_2 \cdot f_s = 150 \cdot 1,38 = 207 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
6. Подбираем редуктор NMRV 90-20 С двигателем $2,2 \cdot 1400 \text{ с}$ передаточным числом $i = 20$, развиваемым крутящим моментом $M_{2n} = 249 > 207 \text{ Н}\cdot\text{м}$, табличным сервис фактором $f_s = 1,4 > 1,38$.

Пример N2.

Исходные данные:

- Мешалка для клейкой смеси.
- Мощность электродвигателя $P_1 = 1,5$ кВт.
- Асинхронный электродвигатель $n_1 = 900$ об/мин.
- Обороты на выходном валу редуктора $n_2 = 60$ об/мин.
- Тяжелые условия работы.
- Работа непрерывная, нереверсивная, без толчков.
- Средняя ежесуточная работа 16 часов.
- Количество включений в час до 100.
- Условия окружающей среды: температура до 20°C .

Выбор редуктора:

Передаточное число редуктора $i = n_1/n_2 = 900/60 = 15$.

Сервис - фактор выбираем по таблице тяжелого режима работы, используя данные по ежесуточной работе и количеству включений, определяем интерполяцией $f_s = 1,9$.

С учетом температурного коэффициента сервис - фактор составит $f_s = 1,9 \cdot 1,0 = 1,9$.

Считаем $P_{in} = P_1 \cdot f_s = 1,5 \cdot 1,9 = 2,85$ кВт.

Подбираем редуктор NMRV 110-15 С двигателем $3.0 \cdot 900$ с передаточным числом $i = 15$, мощностью $P_{in} = 3.0 > 2.85$ кВт, табличным сервис - фактором $f_s = 1.9 \geq 1.9$.

Основы применения метода конечных элементов в процессе проектирования приводов

Весь материал подробно представлен в литературе, использованной при его подготовке[21]. Для более углубленного изучения метода конечных элементов и методов расчета прочности механических систем следует использовать источники, указанные в списке литературы[22-26].

Все механические системы должны выдерживать нагрузки и прочие внешние воздействия в соответствии с техническим заданием. В том числе и все элементы приводов, вне зависимости от их типа, должны быть рассчитаны на прочность с использованием современных способов и методов.

Механические детали типа простого прутка, балки и т.п., могут быть проанализированы довольно легко. Основные методы механики твердого тела, позволяют решать подобные задачи. Однако, детали приборов редко бывают настолько простым, и конструктор вынужден аппроксимировать полученное решение, результаты экспериментов или решение полученное численными методами. Есть много численных методов, которые применяются в строительстве. Они хорошо совместимы с средствами

ЭВМ. При проектировании механических конструкций в системах автоматизированного проектирования (САПР) аналитическим методом, который хорошо интегрируется с САД, является метод конечных элементов (FEA). На данный момент разработан обширный математический аппарат и решены многие прикладные задачи. Существует также ряд коммерческих программных пакетов FEA, таких как ANSYS, NASTRAN, Algor и т.д.

Здесь мы рассмотрим только некоторые фундаментальные аспекты FEA. На рисунке 5 изображена конечно-элементная модели шатуна, которая была разработана для изучения влияния динамики эластогидродинамической смазки на подшипник и производительности системы.

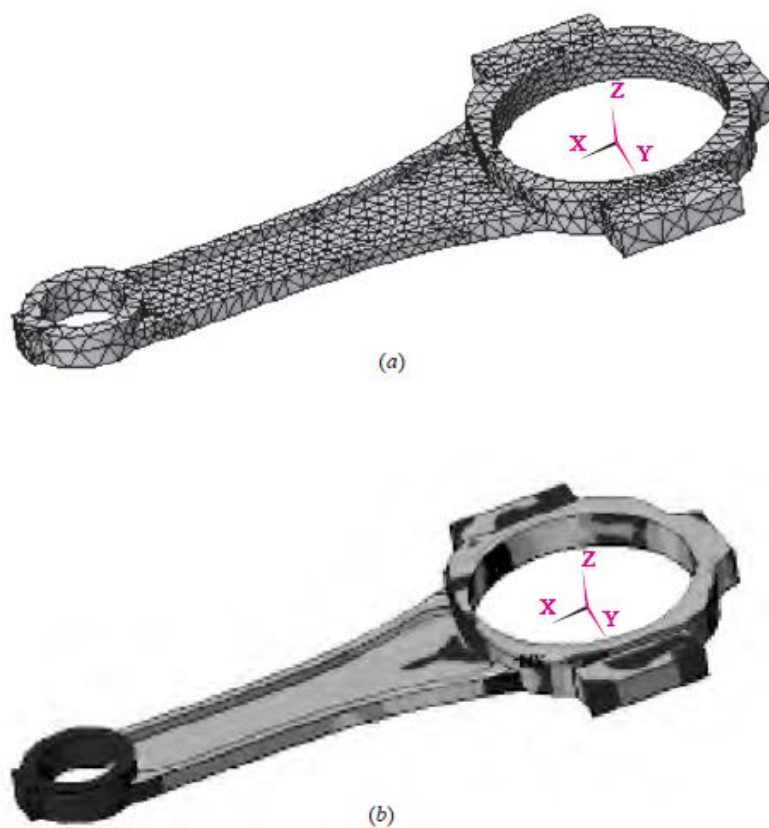


Рис.5(a,b). Конечно-элементная модель шатуна.

Есть множество FEA задач. К ним относятся статические и динамические, линейные и нелинейные: определение напряжений и деформаций, свободные и вынужденные колебания, вопросы теплопередачи (которые могут быть совмещены с определением напряжений и деформаций для расчета термических индуцированных напряжений), упругой неустойчивости (коробление), акустики, задачи

электростатики и магнетизма (которые могут быть объединены с теплопередачей), задачи гидродинамики, анализ трубопроводов, а также задачи мультифизики. Мы ограничимся основными примерами анализа механической прочности.

Конструктивные механические элементы рассматриваются как полностью упругие структуры (континуум). FEA делит (производит дискретизацию) структуры на малые, но конечные (четко определенные), эластичные подструктуры (элементы). С помощью полиномиальных функций и матричных операций моделируется поведение каждого сплошного упругого элемента с точки зрения свойств материала и его геометрических параметров. Нагрузки могут быть приложены к различным участкам элемента на поверхности элемента, или в его узлах. Узловой элемент является основной характерной точкой элемента, так как в нем происходит соединение с другими элементами. Для этой точки установлены упругие свойства элемента, назначены граничные условия, те участки где, в конечном счете, прикладываются силы. Каждый узел обладает степенями свободы (dof's).

Степени свободы являются независимыми поступательными и вращательными движениями, которые могут осуществляться в узле. В лучшем случае, узел может обладать тремя поступательными и тремя вращательными степенями свободы. Затем для каждого элемента структуры вводится локальная система координат в матричной форме. После чего, элементы объединяются через общие узлы в глобальной общей матрице системы. По приложенным нагрузкам и граничным условиям определяются, посредством матричных операций, значения всех неизвестных углов смещения по вращательным степеням свободы. Как только эти вычисления будут выполнены, что не вызывает сложностей, полученные данные могут быть применены для определения деформаций и напряжений посредством фундаментальных уравнений теории упругости.

Метод конечных элементов

Бурное развитие метода конечных элементов началось в 1940-х годах. В области строительной механики в работах Хренникова, Мак-Генри и Ньюмарка, использовались решетки из линейных элементов (стержней и балок) для определения напряжений в непрерывных твердых телах. В 1943-м году, Курант в своих лекциях, предложил использовать кусочно-полиномиальную интерполяцию для треугольных субрегионов, как метод

для моделирования задач кручения. С появлением в 1950-х ЭВМ он стал практически применимым для решения инженерных задач. Использование ЭВМ позволило записать и решить в матричной форме уравнения для определения жесткости.

В классической работе, опубликованной в 1956 году, В. Тернер, Клаф, Мартин, и Топпа представили матрицы уравнений жесткости для фермы, балки, и других элементов. Введение понятия «конечного элемента» принадлежит Клафу. С того времени, много усилий было потрачено, для развития метода конечных элементов в области элементного состава и компьютерной реализации процесса получения решения. Благодаря основным достижениям в области компьютерных технологий, таких как расширение возможностей компьютерной техники, эффективные и точные процедуры решения матриц и достижения компьютерной графики для облегчения визуализации этапов предварительной обработки построенных моделей, в том числе автоматических адаптивных сеток, а на стадии постобработки демонстрации результатов решения.

Так как метод конечных элементов является численным методом, то при дискретизации непрерывной структурой неизбежны погрешности. Они заключаются в следующем:

1) **Вычислительные ошибки.** Это ошибки округления компьютерных вычислений для чисел с плавающей точкой и ошибки применяемых численных методов интегрирования. Большинство коммерческого конечно-элементного кода совершенствуется, стремясь к сокращению этих ошибок, и, следовательно, аналитика погрешностей вычисления обычно связана с фактором дискретизации.

2) **Фактор дискретизации.** Геометрия и смещение в действительной структуре непрерывно изменяются. Использование конечного числа элементов, для моделирования структуры, приводит к ошибкам в соответствующей геометрии и распределении смещений из-за математического ограничения числа элементов.

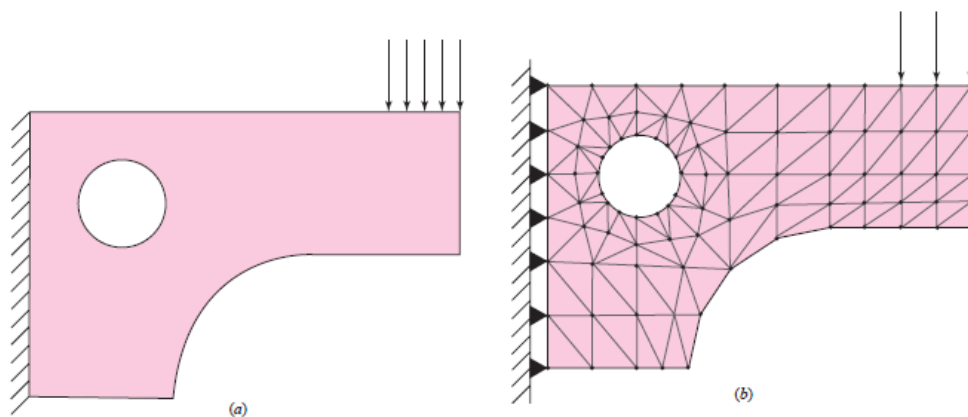


Рис.6. Погрешности дискретизации геометрии. (а) Идеализованная модель структуры, (б) конечно-элементная модель структуры.



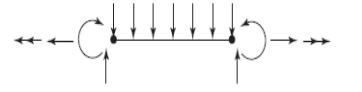

В качестве примера для фактора дискретизации, рассмотрим тонкую пластину постоянной толщины, изображенную на рис. 6(а). На рисунке 6(б) изображена модель «конечно-элементной» конструкции, в которой узел соединяет три вершины. При помощи данной модели рассчитываются плоские напряжения и используются простые треугольные элементы. Такой тип элемента имеет существенный недостаток, создающий две основные проблемы. **Во-первых:** элемент имеет прямые стороны, которые остаются прямыми после деформации. **Во-вторых:** напряжения на всей плоскости треугольного элемента постоянны. Первая проблема, геометрическая, является следствием сложности моделирования кривых ребер. Следует отметить, что поверхности модели с большой кривизной плохо моделируются, тогда как, отверстия моделируются достаточно рационально. Вторая проблема является более серьезной. Напряжения в различных регионах фактической детали быстро меняются, а постоянная деформация конечного элемента будет давать приближенное среднее значение деформации в центре элемента. Таким образом, результаты моделирования будут плохо соотноситься с результатами фактических измерений. Полученные результаты могут быть улучшены за счет значительного увеличения числа элементов (увеличение плотности сетки). Кроме того, используя более «подходящий» конечный элемент, такой как четырехугольник (в каждом узле соединяется четыре ребра), который больше подходит для решаемой прикладной задачи, обеспечит более достоверные результаты. Из-за более высокого порядка функции интерполяции, четырехугольный элемент может обеспечивать моделирование изогнутых краев, и описывается функциями более высокого порядка для распределения напряжений.


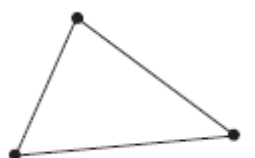
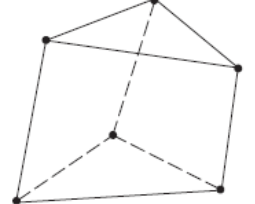
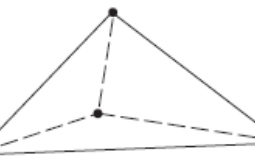

На рисунке 6(b), треугольные элементы заштрихованы, а узловые элементы представлены черной точкой. Силы и граничные условия могут быть приложены только в узлах. Узлы плоскости составленной из треугольных элементов обладают двумя степенями свободы, лежащими в данной плоскости. Полностью закрашенным черным треугольником на левом краю обозначают фиксированные точки модели. Кроме того, показанное распределение нагрузки может относиться только данной сетке. Моделирование нагрузки должна быть статическим и нагрузки должны соответствовать фактическим.



Геометрические элементы

Для метода конечных элементов используются совершенно различные по геометрической форме элементы в зависимости от конкретной прикладной задачи. Различные элементы, применяемые в универсальном коде программного обеспечения коммерческих FEM-программ, составляют так называемые, «элементные библиотеки». Элементы могут быть объединены в следующие категории: линейные элементы, элементы поверхности, твердотельные элементы и элементы специального назначения (Табл. 31).

Таблица 31. Основные типы элементов.

Тип элемента	Наименование	Форма	Кол. узлов	Примечание
Линейный	«ферма»		2	Заканчивающаяся узлами балка в состоянии растяжения или сжатия
	«балка»		2	Балка работающая на изгиб
	«рама»		2	Балка с одноосным нагружением, совместно с кручением и изгибом. Упрочненная, при или без нагрузки
Поверхность	4-х узловой многоугольник		4	Плоскость растяжения или напряжений, осевая симметрия, сдвиг в листе, изгиб тонкой плоской пластины

	8-ми узловой многоугольник		8	Плоскость растяжения или напряжений, тонкие пластины или оболочки на изгиб
	3-х узловой треугольник		3	Плоскость растяжения или напряжений, осевая симметрия, сдвиге в листе, изгиб тонких плоских пластин. Использование предпочтительнее квадратных элементов. Используется для преобразования квадратных элементов.
	6-ти узловой многоугольник		6	Плоскость растяжения или напряжений, осевая симметрия, тонкие пластины или оболочки при изгибе. Использование предпочтительнее квадратных элементов. Используется для преобразования квадратных элементов
Твердотельные	8-ми узловой гексагональный (брусок)		8	Сплошная твердая пластина
	6-ми узловой пентагональный (клин)		6	Сплошная твердая пластина. Используется для переходов
	4-ми узловой тетраэдр (ТЕТ)		4	Сплошная твердая пластина. Используется для переходов
Специального назначения	разрыв		2	Свободные смещения при заданных отсутствии сжатия

	замок		2	Свободные смещения при заданных отсутствии сжатия в некоторой зоне
	неподвижное соединение		var	Жесткое ограничение между узлами

В таблице 31 приведены некоторые (но не все) типы элементов, применяемые при конечно-элементном анализе для решения задач расчета прочности. Не все элементы обладают всеми степенями свободы. Например, элементы «3-D фермы» обладают только тремя поступательными степенями свободы в каждом узле. Соединение элементов с различными степенями свободы в целом требует некоторой «ручной» модификации сетки. Рассмотрим, например, соединение элемента «ферма» с элементом «рама». Элемент «рама» обладает всеми шестью степенями свободы в каждом узле. Т.о. присоединенный к нему элемент «ферма», может свободно вращаться в данном соединении.

Решение задач методом конечных элементов

Рассмотрим решение задач методом конечных элементов на очень простой одномерной задаче, используя линейный элемент типа «фермы». Элемент «ферма» испытывает растяжение или сжатие и имеет постоянную площадь поперечного сечения A , длина l , а модуль упругости E . Элемент фермы с двумя узлами, при решении одномерной задачи обладает лишь одной степенью свободы. Ферма может быть математически смоделирована как простая линейная пружина и может быть охарактеризована формулой (22) как:

$$k = \frac{AE}{l} \quad (22)$$

Рассмотрим пружинный элемент (e) с упругостью k_e , соединяющий узлы i и j , как показано на рис. 7. Узлы и элементы будут пронумерованы, таким образом, чтобы избежать путаницы относительно того, чему соответствуют элементы. Номер указывается в круглых скобках. Если все силы F и перемещения u направлены вправо, то они положительные. Силы, приложенные к каждому узлу можно записать в следующем виде:

$$f_{i,e} = k_e(u_i - u_j) = k_e u_i - k_e u_j$$

$$f_{j,e} = k_e(u_j - u_i) = -k_e u_i + k_e u_j$$
(23)

Эти два уравнения могут быть записаны в матричной форме:

$$\begin{Bmatrix} f_{i,e} \\ f_{j,e} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_e & -k_e \\ -k_e & k_e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix}$$
(24)

Далее рассмотрим систему с двумя пружинами, как показано на рис. 8(a). Здесь мы пронумеровали узлы и элементы. Мы также проиндексировали силы в каждом узле. Тем не менее, это внешние силы для каждого узла (F_1 , F_2 и F_3). Если мы рассмотрим эти два элемента отдельно, то внутренние силы будут соответствовать рис. 8(b).

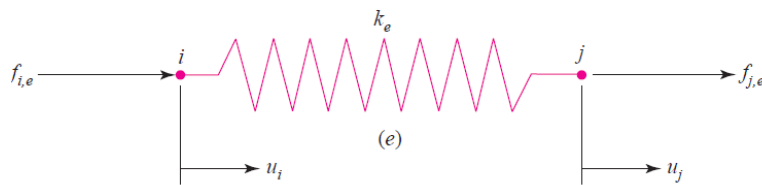


Рис. 7. Элементарный пружинный элемент.

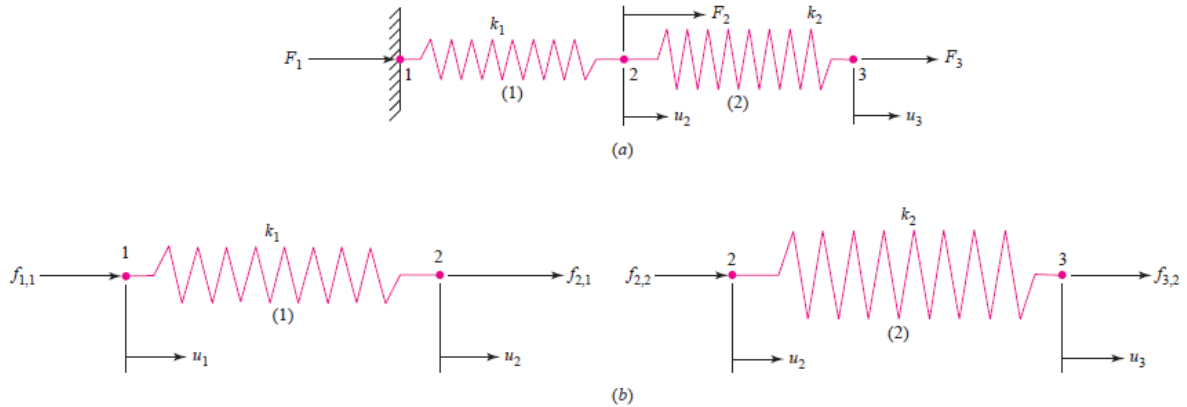


Рис.8. Система из двух пружин. (a) модель системы. (b) разнесенная схема системы.

В соответствии с формулами (22) - (24), для каждой пружины можно записать:

первый элемент - $\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix};$ (25)

второй элемент - $\begin{Bmatrix} f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}.$ (26)

Равнодействующая сила в каждом узле выражается через внешние силы, $F_1 = f_{1,1}$, $F_2 = f_{2,1} + f_{2,2}$ и $F_3 = f_{3,2}$. Объединение двух матриц с точки зрения внешних сил дает:

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} + f_{2,2} \\ f_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (27)$$

В соответствии с (27), если мы знаем значение перемещения узла, то сила приложенная в узле будет неизвестной величиной. Например, на рис. 8(a), перемещение узла 1 равно нулю, так что F_1 является неизвестной силой реакции (заметьте, до этого момента мы не рассматривали статических решений системы). Если мы не знаем перемещение положения узла, то мы должны знать приложенную силу. Например, на рис. 8(a), перемещения в узлах 2 и 3 являются неизвестными, и силы F_2 и F_3 должны быть заданы.

Построение сетки

Совокупность элементов и узлов, на которые разбивается область, называют *сеткой*. *Плотность сетки*, задается как количество элементов размещенных внутри данного региона. *Улучшенная сетка* – сетка, измененная после одного анализа модели, с целью получения улучшенных результатов. Результаты, в целом улучшаются, когда плотность сетки увеличивается в областях больших градиентов напряжений и/или в местах плавных геометрических переходов. Как правило, но не всегда, результаты расчета сходятся к действительным значениям в процессе совершенствования сетки. Для реализации улучшения расчетов, в регионах, где существуют высокие градиенты напряжений, структура может быть перерасчитана с более высокой плотностью сетки в данной области. Если при перерасчете есть минимальное изменение максимального значения напряжения, то есть все основания предполагать, что решение сошлось. Есть три основных способа создания элементной сетки, вручную, полуавтоматически или полностью автоматизировано.

1) **Создание сеток вручную.** Этим способом создавались элементные сетки в начале развития метода конечных элементов. Это очень трудоемкий способ создания сетки, и за исключением некоторых случаев быстрой модификации модели он редко применяется.

Примечание: следует соблюдать осторожность при редактировании вводного текстового файла. В некоторых программных пакетах FEA, другие файлы (такие как файл препроцессорной двоичной графики) не могут быть изменены. Следовательно, эти два файла больше не могут быть совместимыми друг с другом.

2) **Полуавтоматическое создание сеток.** На протяжении многих лет разрабатывались компьютерные алгоритмы, которые позволяют разработчику модели автоматически создавать сетку для областей структуры, где она подразделяется по четко обозначенным границам. Так как разработчик должен самостоятельно определить эти регионы, способ считается полуавтоматическим. Развитие многих компьютерных алгоритмов для генерации сетки исходит из области компьютерной графики.

3) **Полностью автоматизированное создание сеток.** Многие производители программного обеспечения сосредоточили свои усилия на разработке полностью автоматического метода создания сетки, а в некоторых случаях, и автоматической самоадаптации и измельчения сетки. Очевидной целью является значительное сокращение времени предварительной обработки модели и усилий разработчика для построения качественной FEA сетки. После полного построения модели, без создания сеток в полуавтоматическом режиме и с минимальным вмешательством пользователя, доступны различные схемы для дискретизации области при помощи одного типа элементов.

Для планарных упругих задач задаются граничные условия, как ряд внутренних и внешних геометрических линий, и тип элемента. Для них предпочтителен плоский элемент. Для тонкостенных конструкций, геометрия будет определяться как трехмерное тело, и автоматическая сетка будет состоять из элементов типа трехмерной пластины. Для твердотельных структур, граничные условия могут быть заданы с помощью метода конструктивной твердотельной геометрии (CSG) или граничного представления (B-метод). Типы конечных элементов для метода автоматического создания сетки будут «брусок» и/или «тетраэдр».

Адаптивные автоматические программы измельчения сетки производят оценку погрешности FEA решения. На основании ошибки, сетка автоматически подстраивается и анализируется повторно. Процесс повторяется до тех пор, пока решение не удовлетворяет значению некоторой величины погрешности решения.

Возвратимся к примеру модели тонкой пластины (рис. 9), границы структуры заданы, как показано на рис. 9(a). Затем, границы были автоматически преобразованы в сетку, как показано на рис. 9(b), в которой 294 элемента и 344 узла. Обратите внимание на равномерность созданных элементов на границах. Затем конечно-элементный решатель определяет прогиб и напряжений фон Мизеса как показано на рис. 9(c). Максимальные напряжения фон Мизеса в обозначенном месте составило 28,34 ГПа. Затем модель была автоматически перестроена с повышением плотности сетки, как показано на рис. 9(d). В ней 1008 элементов и 1096 узлов. Результаты показаны на рис. 9(e) показывают, что максимальные напряжения фон Мизеса составляют 28,85 ГПа, что всего 1,8% больше. Решение почти сошлись.

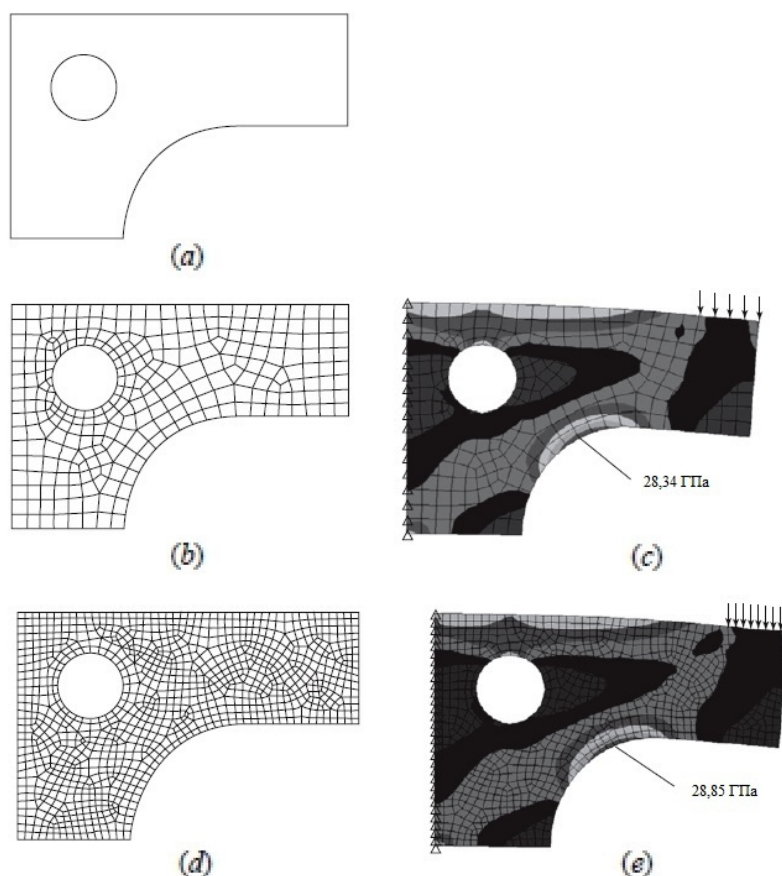


Рис.9. Автоматическое построение сетки для тонко листового элемента. (a) геометрия модели; (b) автоматическая сетка из 294 элементов и 344 узлов; (c) картина распределения напряжений при изгибе; (d) автоматическая сетка из 1008 элементов и 1096 узлов; (e) картина распределения напряжений при изгибе.

В случае наличия концентраторов напряжения, необходимо создавать очень мелкую сетку в области концентрации напряжений для получения

достоверных результатов. Важно, чтобы плотность сетки была увеличена в области вокруг концентраторов напряжения. Переход сетки от остальной части конструкции к области концентраторов напряжений должен быть постепенным. Резкий переход сетки, сам по себе, будет создавать тот же эффект, что и концентратор напряжений. Концентрация напряжений будут обсуждаться в последующем.

Приложение нагрузок

Существуют два основных способа задания нагрузок на структуры – это нагружение в узловых элементах и нагружение в элементах сетки. Тем не менее, при нагружении элемента, в конечном счете, нагрузка приложена в узлах, но это эквивалентная узловая нагрузка. Одни из аспектов приложения нагрузки связан с принципом Сен-Венана. Если не задумываться о напряжениях вблизи точки приложения нагрузки, очевидно, что нет необходимости пытаться распределить нагрузку очень точно. Узловая сила и/или момент может быть приложен к одному узлу, если элемент имеет степени подвижности и связан с силой и/или моментом в узле. Тем не менее, при анализе не стоит удивляться, или беспокоиться, если в результатах моделирования напряжений в окрестности точки приложения нагрузки они окажутся очень большими. Моменты в точке могут быть приложены к узлам балки и большинству элементов детали.

Тем не менее, момент в точке не может быть приложен к ферме, асимметричным элементам или бруску. Они не обладают вращательными степенями свободы. Чистый момент может быть приложен к этим элементам только с помощью пары сил. Из теоретической механики, пара сил может быть получена с использованием двух или более сил, действующих в плоскости, где результирующая сила равна нулю. Чистый момент силы - это вектор, перпендикулярный плоскости и представляет собой сумму моментов от сил, приложенных к любой общей точке.

К элементам нагрузки относятся статические нагрузки под действием силы тяжести (вес), тепловые эффекты, поверхностные нагрузки (равномерное и гидростатического давления), и динамические нагрузки при ускорениях и вращении (центробежное ускорение). Как отмечалось ранее, нагрузки на элемент преобразуются с помощью программного обеспечения в эквивалентные узловые нагрузки и, в конце концов, рассматриваются как сосредоточенные нагрузки, приложенные к узлам.

Для получения нагрузок вызванных действием силы тяжести, гравитационная постоянная в соответствующих единицах и направление действия силы тяжести должны быть указаны в модели. Если длина модели и единицы измерения силы в метрах и Ньютонах, то $G = 9.81 \text{ m/s}^2$ (если единицы измерения длины и силы соответственно в дюймах и фунтах, то $G = 386,1$ фунтов на квадратный дюйм). Направление силы тяжести, как правило, совпадает с направлением к центру Земли.

Для тепловой нагрузки, должен быть указан коэффициент теплового расширения α для каждого материала, также как и начальная температура структуры и конечная температура в узлах. Большинство пакетов программного обеспечения позволяют выполнять первичный конечно элементный анализ теплопередачи для модели с целью определения конечной температуры. Результаты температурного анализа записываются в файл, который может быть конвертирован при статическом анализе напряжений. При этом модель для анализа теплопередачи должна иметь те же узлы и тип конечных элементов, как и при статическом анализе напряжений в модели.

Поверхностные нагрузки могут быть приложены к большинству конечных элементов. Например, равномерные или линейные поперечные нагрузки (сила/длина) могут быть заданы для балок. Равномерное и линейно нарастающее давление обычно может быть задано для краев двумерной плоскости и симметричных элементов. Поперечное давление может быть задано для плоских элементов. Давление может быть приложено к поверхностям твердотельного элемента типа «брусок». Каждый программный пакет имеет свой уникальный способ для задания этих поверхностных нагрузок, обычно состоящий из комбинации текстовых и графических режимов.

Граничные условия

Задание граничных условий и других форм ограничений для модели является, пожалуй, самой трудной частью точного моделирования структуры при конечно-элементном анализе. При создании ограничений, относительно легко сделать ошибки, упущения или искажения. Может быть, аналитику потребуется проверить различные подходы для моделирования некоторых специфических случаев, таких как болтовые соединения, сварные швы и т.д., которые не так просто идеализировать как заделки или неподвижные соединения. Исследование должно

ограничиваться простыми проблемами и проводится для небольших, не сложных структур. Иногда, когда точный характер граничных условий не определен, единственным возможным ограничением может быть ограничение поведения модели. Например, мы моделируем вал с подшипниками в качестве шарнирной опоры. Можно сказать, что данная опора – это нечто среднее между шарнирной опорой и заделкой, и мы могли бы анализировать оба варианта ограничений. Однако, если предположить, что подшипник простая опора, то результаты решения являются консервативными для расчета напряжений и деформаций. Это означает, что полученное решение для напряжений и деформаций больше, чем фактическое.

В качестве другого примера, рассмотрим балку на рис. 10. Горизонтальная балка нагружена в одной точке и закреплена в обоих концах. Хотя нет утверждения, что балка жестко заделана в правом конце. То есть предполагается, что она может проскальзывать по горизонтали в опорах. Если концы были бы полностью или частично ограничены, то решением задачи был бы случай «балка-колонна». В конечно-элементном анализе может быть применен специальный элемент «жесткая балка».

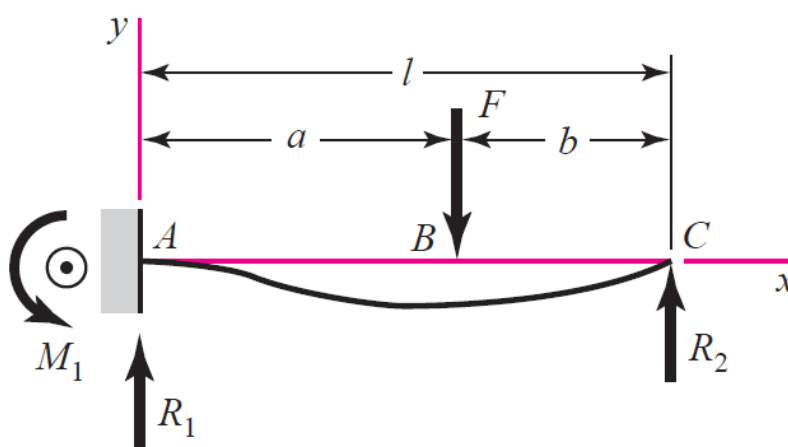


Рис.10. Балка с нагрузкой между двух опор.

Выражения многоточечного ограничения зачастую используются для задания граничных условий в моделях или создания жестких связей между упругими элементами. Во втором случае, уравнения выполняют роль элементов и, таким образом, называются жесткими элементами. Жесткие элементы могут обладать вращательными степенями свободы или передавать только жесткие связи.

Граничные элементы используются, чтобы установить ненулевые перемещения по структуре. Граничные элементы также могут быть полезны при моделировании граничных условий, которые повернуты относительно глобальной системы координат.

Методы моделирования

В современных САД программах и оболочках автоматической генерации сетки задача создания твердотельной модели и генерации сетки легко решается. При современных вычислительных скоростях и с достаточном количестве памяти на компьютере, это очень легко. Техника позволяет создавать модель с очень большим количеством элементов и узлов. Читателю может показаться, что методы конечно-элементного моделирования превосходят методы прошлого, которые устарели и не нужны. Тем не менее, вы можете потратить много времени на создание очень сложной модели, когда будет достаточно и более простой. Зачастую сложная модель не может даже обеспечить точного решения, в то время как более простой нет. Так же важно то, какую задачу решают: определение напряжений, деформаций или что-то еще?

Критерий потери устойчивости

Метод конечные элементы может быть применен для прогнозирования максимальных допустимых деформаций для тонкостенной структуры. В качестве примера рассмотрим рис. 11, где изображена тонкостенная алюминиевая банка для напитков. Удельное давление было приложено к верхней поверхности. В нижней части банки были установлены ограничения по вертикальным перемещениям, центральный узел нижней части банки ограничен в перемещениях по всем трем направлениям, и один узел на наружной поверхности нижней поверхности был ограничен в тангенциальных перемещениях.

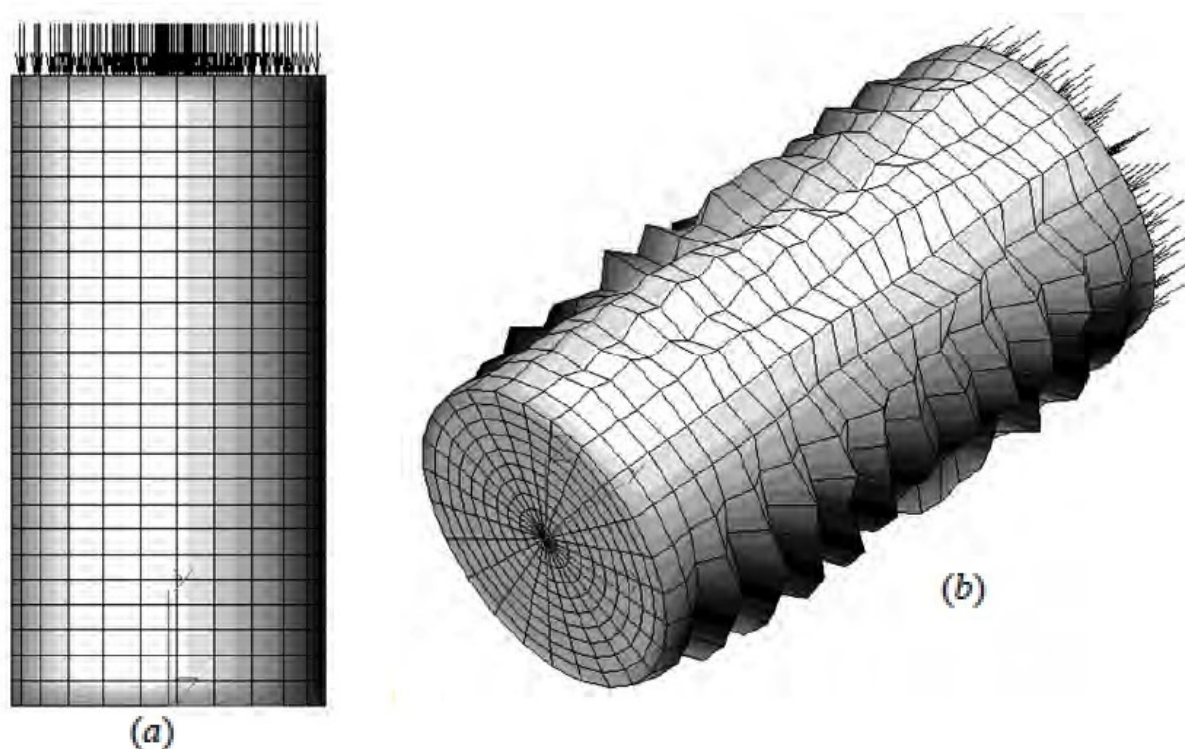


Рис. 11. Тонкостенная банка из алюминия, вертикально нагруженная по верхней поверхности (а); изометрическая проекция результата моделирования (деформации сильно увеличены).

Это обеспечивает отсутствие перемещений твердого тела и вертикальную опору для нижней части банки с неограниченным перемещением нижней части по горизонтали. Программный пакет конечно-элементного анализа возвращает значение сомножителя для нагрузки, которая при умножении на нее общей приложенной силы, показывает максимальный изгиб при нагрузке. Анализ устойчивости – это анализ собственных свойств системы. Потеря устойчивости для банки изображена на рис. 11(б).

Анализ вибраций

Инженеры-конструкторы могут быть обеспокоены тем, как компонент ведет себя по отношению к динамическим входным нагрузкам приводящим к вибрациям. Для анализа вибраций в большинстве конечно-элементных пакетах все начинается с модального анализа модели. Это обеспечивает поиск собственные частот и формы колебаний. Это так называемые «собственные значения» и «векторы» модели. Затем это решение может быть передано в решатель (так же, как в случае термических напряжений) для анализа вынужденных колебаний, для

определения таких свойств системы как частотная характеристика, переходное воздействие или случайные вибрации, чтобы определить, как модель воспринимает динамические входные нагрузки.

Анализ формы колебаний основывается прежде всего на жесткости и действующих перемещениях и похож на статический анализ напряжений. Здесь достаточно более простой модели. Однако, если при решении задачи определения частот вынужденных колебаний желательно определить напряжения то требуется более подробная модель.

Модальный анализ модели балки без подшипников был выполнен на 20-элементной упрощенной модели, и на твердотельной модели, состоящей из 56 384 элементов типа «брусок» и «тетраэдр». На решение потребовалось менее 9 секунд, а для твердотельной модели значительно больше. В первом (основном) режиме вибраций были получены деформации, показанные на рис. 12 (для обеих моделей), и соответствующие частоты. Частоты разошлись приблизительно на 1,9 процента. Фактические величины деформаций неизвестны. Известны только их относительные значения. Таким образом, любой масштабный коэффициент может быть использован для прогнозирования отклонение формы.

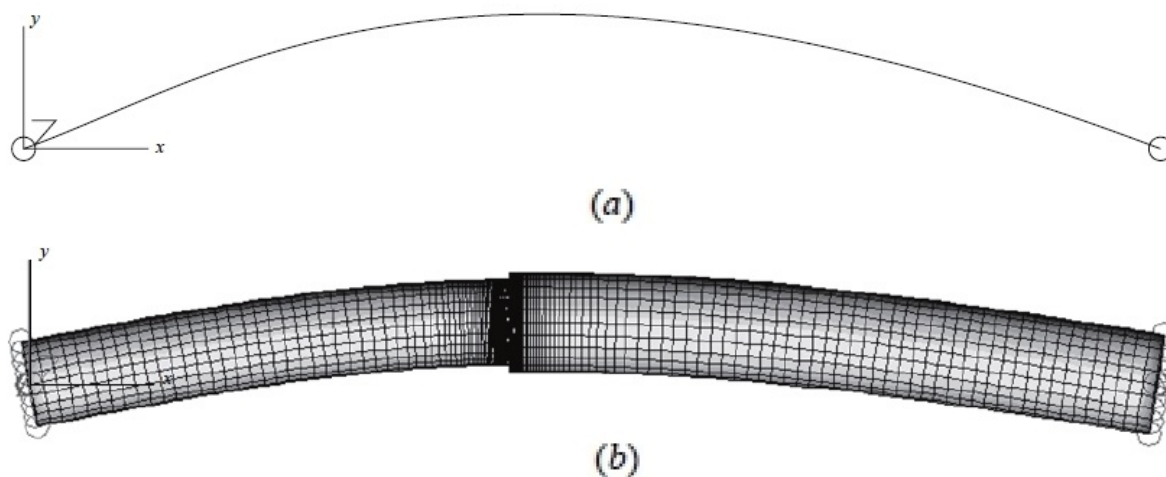


Рис. 12. Определение собственных частот ступенчатого вала. (a) модель из двенадцати элементов типа ферма, $f_1 = 322$ Гц; (b) модель из 56 384 - элементов «брусок» и тетраэдр модель, $f_1 = 316$ Гц.

Сходимость 20-элементной модели была проверена путем удвоения числа элементов. В результате значения остались без изменений.

Рисунок 13 демонстрирует частоты и форму деформаций для второго режима. В этом случае разница между моделями составила 3,6 процента.

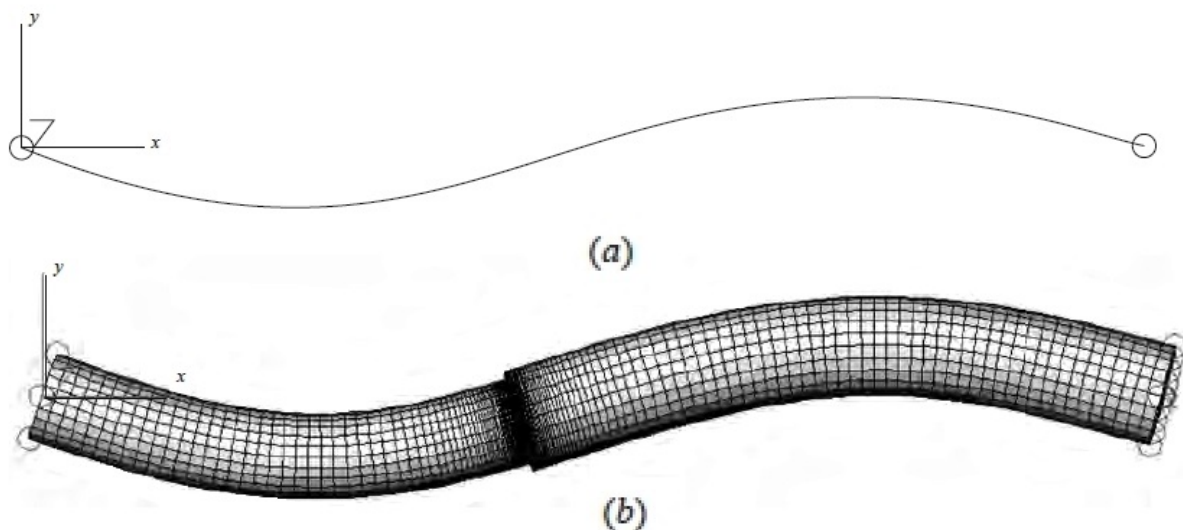


Рис. 13. Второй режим свободной вибрации ступенчатого вала. модель из двенадцати элементов типа ферма, $f_2 = 1296$ Гц (а); модель из 56 384 - элементов «брусков» и тетраэдр модель, $f_2 = 1249$ Гц.

Как указано выше, после того как форма колебаний была получена можно определить «отклик» конструкции на различные динамические нагрузки, таких как гармонические колебания, переходную характеристику или на случайные внешние возмущения. Это возможно за счет совместного применения полученной формы с принципом модальной суперпозиции. Метод называется – модальный анализ.

Резюме

Как уже говорилось, современный инженер-конструктор механик обладает многими мощными вычислительными средствами. Анализ методом конечных элементов является одним из самых важных. Он легко интегрируется в программные пакеты моделирования.

Программное обеспечение САПР обеспечивает отличную базу для быстрого создания FEA моделей. Несколько типов прочностных анализов были описаны в этой главе, используя некоторые довольно простые иллюстративные примеры. Целью этого раздела, было ознакомление с некоторыми основными соображения FEA, элементами, параметрами моделирования, и демонстрация не обязательности применения в сложных геометрических ситуациях.

Использование приближенных (адаптивных) передач в приводах

Сопряженные и приближенные передачи

Среди передач зацеплением наиболее широкое распространение получили эвольвентные зубчатые передачи. Несмотря на всю красоту предложенного Эйлером решения ему присущи некоторые недостатки. Как при любом сопряженном зацеплении с линейным контактом, при целом ряде погрешностей изготовления колес и монтажа передачи невозможно избежать кромочного касания на входе или на выходе зубьев из зацепления. При этом погрешности достигают экстремальных значений. Отсюда актуальность изучения передач с теоретически точечным (псевдолинейным) локализованным контактом. Но поиск несопряженных передач обычно начинается с метода изготовления, как правило, более технологичного, чем метод обкатки, доминирующий при изготовлении эвольвентных зубчатых колес. Зачастую потребителю требуется простая и надежная передача, не требующая для ее изготовления специального дорогостоящего оборудования. Синтез и анализ передачи на параллельных осях с использованием упрощенной геометрии зацепления представлен в настоящей работе.

Передачи зацеплением могут быть сопряженными, или не сопряженными. Необходимо уточнить, что некоторые погрешности изготовления «теоретически сопряженных передач» превращают их в «несопряженные». Возникает логичный вопрос: так ли важна «теоретическая сопряженность передачи» для получения качественных характеристик, удовлетворяющих конечного потребителя?

Есть твердые основания полагать, что первые передачи были несопряженными, ведь основная теорема зацепления (теорема Виллиса) появилась лишь в 1841 году, а зубчатые передачи используются не одну тысячу лет.

Анализируя данные старинных изображений, можно сказать, что передачи применялись как редукторные, так и мультипликаторные. При этом на одном валу монтировалось зубчатое колесо, а в качестве второго элемента кинематической пары использовалось цевочная шестерня. Число зубьев шестерни, как правило, не превышает 6-20, а число зубьев колеса могло изменяться достаточно сильно.

Многие приближенные передачи были получены еще в начале 20-го века. В частности, для производства конических зубчатых колес дифференциалов задних мостов автомобилей Э. Вильдгабером был предложен способ кругового протягивания «Revacycle»[27,28]. Этот метод остается одним из самых производительных и по сей день. Передачи с приближенным зацеплением принципиально не могут передавать вращательное движение с постоянным передаточным отношением в процессе зацепления одной пары зубьев. Отклонения передаточного отношения от номинального может быть минимизировано. Главной задачей теории приближенных зацеплений заключается в получении закона передачи вращения.

Важной задачей синтеза приближенного зацепления является локализация пятна контакта на поверхности зубьев, как по высоте зуба, так и по ширине зубчатого венца. В случае приближенного зацепления контакт точечный (рассматривается жесткая модель). При рассмотрении упругой модели зацепления точка контакта преобразовывается в мгновенную площадку контакта, совокупность которых и представляет собой пятно контакта.

Стремление локализовать пятно контакта приводит к снижению нагрузочной способности передачи. При этом интерференция (при обработке и эксплуатации) может привести к получению пятна контакта неприемлемых форм: диагональность, мостовой контакт, «рыбий хвост» и т.д. Применительно к коническим передачам этот вопрос освещен, например, в работах В.Н. Кедринского и К.М. Писманика[29].

Минимизация кинематической погрешности достигается при приложении определенных нагрузок, фиксированных погрешностях изготовления и монтажа.

В поводковых механизмах используются кинематические пары другого вида. Их элементами могут являться сфера и плоскость, два цилиндра, цилиндр и плоскость и т.д. Поводковые механизмы нашли применение в приборах и их расчету посвящены работы Ф. В. Дроздова[30], С.И. Пантелеева [31], П.А. Лебедева [32,33], Ф.Л. Литвина[34,35].

В своей работе Ф.Л. Литвин рассматривает общий случай поводкового зацепления (Рис. 14).

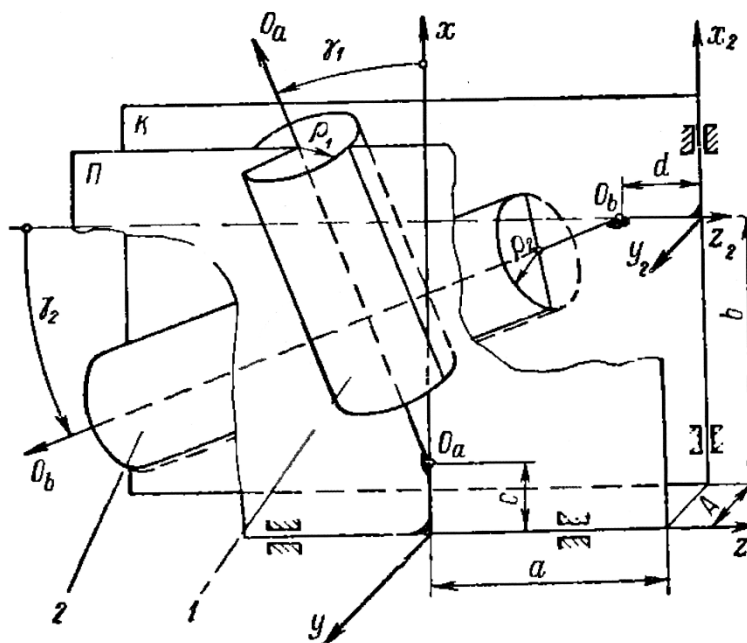


Рис.14. Поводковый механизм.

Звенья 1 и 2 вращаются вокруг осей z и x_2 , кратчайшее расстояние между которыми равно A , а угол скрещивания составляет 90^0 . Плоскость Π проведена через ось O_aO_a первого цилиндра и ось z , плоскость K проведена через ось O_bO_b второго цилиндра и ось x_2 . В наиболее распространенном на практике случае расстояние $A = \rho_1 + \rho_2$.

Для получения функции положения данного поводкового механизма использован метод, при котором используется равенство радиус векторов и ортов нормалей в точках касания поверхностей Σ_1 и Σ_2 , а за начальное положение звеньев взята точка в которой плоскости Π и K параллельны друг другу.

Всем подобным механизмам свойственна нелинейность функции положения и функции передаточного отношения. Но для потребителя, зачастую, важно ограничить отклонения от линейности в некотором ограниченном диапазоне углов поворота звеньев.

Для механизмов у которых кинематическими элементами передачи являются плоскости и цилиндр, цилиндр и цилиндр, были получены качественные характеристики передачи с параллельными осями[36]. Данная приближенная передача могла быть использована как повышающая, так и как понижающая.

Геометрия зубчато-поводковой передачи.

Рассмотрим зубчато-поводковую передачу, изображенную на рисунке 15 и состоящую из колес, изображенных на рисунке 16[37].

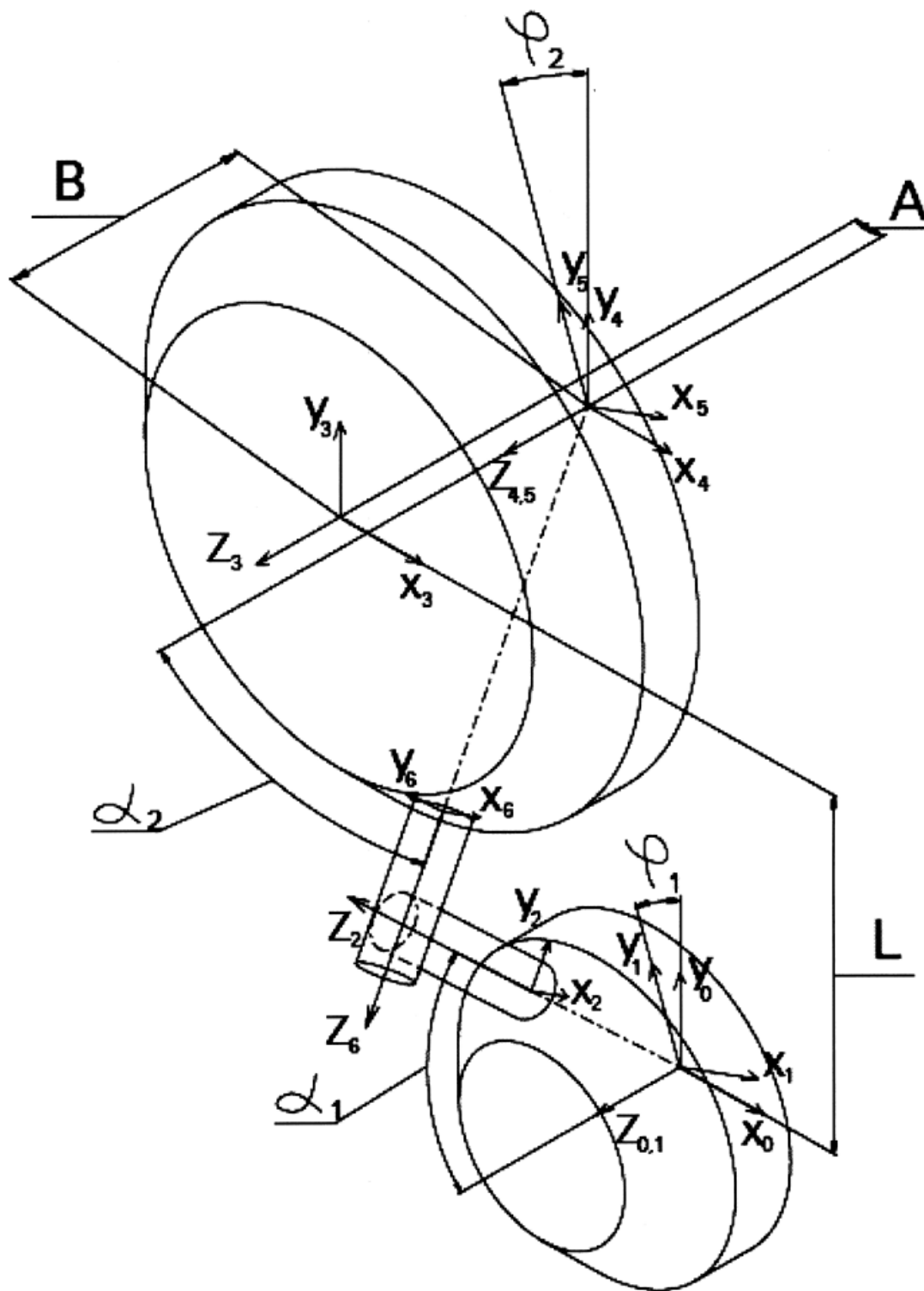


Рис. 15. Взаимное расположение систем координат передачи на параллельных осях.

Системы координат $S_0(x_0, y_0, z_0)$ и $S_3(x_3, y_3, z_3)$ – неподвижные системы координат, а оси O_0z_0 и O_3z_3 параллельны. Системы координат $S_1(x_1, y_1, z_1)$ и $S_4(x_4, y_4, z_4)$, жестко связаны с колесами и повернуты

относительно неподвижных (базовых) систем координат на углы φ_1 и φ_2 . Ось O_0z_0 совмещена с осью первого колеса. Начало системы координат находится в точке пересечения оси колеса с осью O_2z_2 системы S_2 , связанной с поводком первого колеса. Система S_1 жестко связана с первым колесом. Ось O_1z_1 совпадает с O_0z_0 , а O_1 совпадает с O_0 . Поворот первого колеса на угол φ_1 относительно неподвижной системы координат будет происходить в плоскости $x_0O_0y_0$. Система координат S_2 связанная с поводком, повернута относительно системы S_1 в плоскости $y_1O_1z_1$ на угол ε_1 , равный $90^\circ - \alpha_1$. Плоскость $y_2O_2z_2$ совпадает с плоскостью $y_1O_1z_1$. Оси O_1x_1 и O_2x_2 сонаправлены. Вершина O_2 проецируется на ось O_1y_1 на расстояние равное $R_1 = d_1/2$, а на ось O_1z_1 на расстояние $R_1 \cdot \text{tg}(\varepsilon_1)$.

Система координат S_4 – неподвижная, связанная со вторым колесом. Ось O_4z_4 совпадает с осью колеса. Поворот второго колеса на угол φ_2 происходит вокруг этой оси в плоскости $x_4O_4y_4$. Начало системы координат лежит в точке пересечения оси колеса с осью O_6z_6 системы S_6 , связанной с поводком второго колеса. Система координат S_5 жестко связана с вторым колесом. Ось O_5z_5 сонаправлена с O_4z_4 , а начало системы координат O_5 совмещено с O_4 .

Система координат S_6 , связанная с поводком, повернута в системе координат S_5 в плоскости $y_4O_4z_4$ на угол ε_2 , равный $90^\circ - \alpha_2$. Плоскость $y_6O_6z_6$ совпадает с плоскостью $y_5O_5z_5$. Оси O_6x_6 и O_5x_5 сонаправлены. Начало системы координат S_6 проецируется на ось O_5y_5 на расстояние равное $R_2 = d_2/2$, а на ось O_5z_5 на расстояние $R_2 \cdot \text{tg}(\varepsilon_2)$. Система координат S_3 смещена относительно S_0 по оси O_0y_0 на расстояние L . А система S_4 смещена по оси O_3x_3 на расстояние A , и по оси O_3z_3 на расстояние $-B$. Смещение A равно сумме радиусов поводков, т.е. $A = r_1 + r_2$. Поводки вращаются относительно осей O_1z_1 и O_4z_4 и в начальном положении скрещиваются под углом 90° , а угол поворота поводков относительно осей систем координат S_0 , S_1 и S_4 , S_5 соответственно составляет 45° .

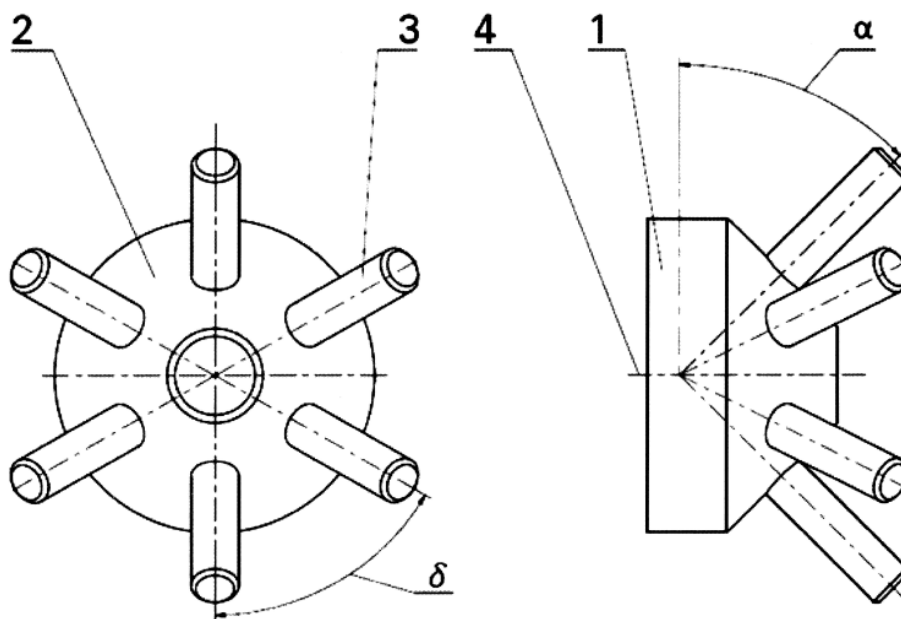


Рис. 16. Колесо зубчато-поводковой передачи.

На рисунке 16 показано колесо зубчато-поводковой передачи, состоящее из цилиндра 1, служащего для крепления колеса на валу, усеченного конуса с боковой поверхностью 2, большее основание которого совмещено с основанием цилиндра 1, и поводков 3, равномерно распределенных по боковой поверхности 2 усеченного конуса. Также на рис. 16 показаны углы поворота осей поводков 3 относительно боковой поверхности 2 усеченного конуса и рабочей оси 4 колеса. А α – угол наклона осей поводков 3 относительно нормали к боковой поверхности 2 усеченного конуса в плоскости, проходящей через рабочую ось 4 колеса и ось поводка 3. Поводки 3 равномерно распределены по боковой поверхности 2 усеченного конуса с угловым шагом $\delta=360^0/z$, где z – число поводков.

Пример расчета приближенной передачи

Для получения функции положения такой передачи используем равенство радиус-векторов и ортов нормалей в точках касания поверхностей Σ_1 и Σ_2 . Данные поверхности образуют высшую

кинематическую пару и образованы цилиндрическими поверхностями поводков.

Уравнение поверхностей Σ_1 и Σ_2 (соприкасающиеся поверхности цилиндрических поводков) в системах координат S_2 и S_6 можно записать как:

$$x_2 = u_1; \quad y_2 = \rho_1 \cdot \sin \theta_1; \quad z_2 = \rho_1 \cdot \cos \theta_1; \quad x_6 = u_2; \quad y_6 = \rho_2 \cdot \sin \theta_2; \quad z_6 = \rho_2 \cdot \cos \theta_2.$$

Орты нормалей поверхностей Σ_1 и Σ_2 запишем в виде:

$$e_{x_2} = \cos \theta_1; \quad e_{y_2} = \sin \theta_1; \quad e_{z_2} = 0; \quad e_{x_6} = \cos \theta_2; \quad e_{y_6} = \sin \theta_2; \quad e_{z_6} = 0.$$

Для преобразования координат воспользуемся следующими матричными уравнениями:

$$r^{(1)} = M_{01} \cdot M_{12} \cdot r_2 = M_{02} \cdot r_2; \quad r^{(2)} = M_{03} \cdot M_{34} \cdot M_{45} \cdot M_{56} \cdot r_6 = M_{06} \cdot r_6.$$

В данных уравнениях r_2, r_6 – столбцевые матрицы радиус-векторов поверхностей Σ_1, Σ_2 . А $r^{(1)}, r^{(2)}$ – столбцевые матрицы радиус-векторов этих же поверхностей в неподвижной системе координат S_0 .

На основании рисунка 15 получим следующие матрицы перехода из одной системы координат в другую:

$$\mathbf{M}_{01} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_1) & -\sin(\varphi_1) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi_1) & \cos(\varphi_1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{M}_{12} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sin(\varepsilon_1) & \cos(\varepsilon_1) & R_1 \\ 0 & -\cos(\varepsilon_1) & \sin(\varepsilon_1) & R_1 \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_1) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{M}_{34} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & A \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -B \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad \mathbf{M}_{03} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{M}_{45} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_2) & -\sin(\varphi_2) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi_2) & \cos(\varphi_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{M}_{56} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sin(\varepsilon_2) & -\cos(\varepsilon_2) & -R_2 \\ 0 & \cos(\varepsilon_2) & \sin(\varepsilon_2) & R_2 \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_2) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Перемножив данные матрицы:

$$\mathbf{M}_{02} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_1) & -\sin(\varepsilon_1) \cdot \sin(\varphi_1) & -\cos(\varepsilon_1) \cdot \sin(\varphi_1) & -R_1 \cdot \sin(\varphi_1) \\ \sin(\varphi_1) & \cos(\varphi_1) \cdot \sin(\varepsilon_1) & \cos(\varphi_1) \cdot \cos(\varepsilon_1) & R_1 \cdot \cos(\varphi_1) \\ 0 & -\cos(\varepsilon_1) & \sin(\varepsilon_1) & R_1 \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_1) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{M}_{06} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_2) & -\sin(\varepsilon_2) \cdot \sin(\varphi_2) & \cos(\varepsilon_2) \cdot \sin(\varphi_2) & A + R_2 \cdot \sin(\varphi_2) \\ \sin(\varphi_2) & \cos(\varphi_2) \cdot \sin(\varepsilon_2) & -\cos(\varphi_2) \cdot \cos(\varepsilon_2) & L - R_2 \cdot \cos(\varphi_2) \\ 0 & \cos(\varepsilon_2) & \sin(\varepsilon_2) & R_2 \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_2) - B \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Проекция ортов нормалей в системе O_0 определяются с помощью матричных равенств: $e^{(1)} = L_{01} \cdot L_{12} \cdot e_2 = L_{02} \cdot e_2$; $e^{(2)} = L_{03} \cdot L_{34} \cdot L_{45} \cdot L_{56} \cdot e_6 = L_{06} \cdot e_6$.

Матрицы $L_{01}, L_{12}, L_{03}, L_{34}, L_{45}, L_{56}$ получены из матриц $M_{01}, M_{12}, M_{03}, M_{34}, M_{45}, M_{56}$ «зачеркиванием» четвертого столбца и четвертой строки. Следует отметить, что из трех уравнений для проекций ортов нормалей независимые два, т.к. наложена связь: $|\mathbf{e}^{(1)}| = |\mathbf{e}^{(2)}| = 1$.

После всех преобразований поверхностей Σ_1, Σ_2 и ортов нормалей получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \rho_1 \cdot \cos(\varphi_1) \cdot \cos(\theta_1) - u_1 \cdot \cos(\varepsilon_1) \cdot \sin(\varphi_1) - R_1 \cdot \sin(\varphi_1) - \rho_1 \cdot \sin(\varphi_1) \cdot \sin(\varepsilon_1) \cdot \sin(\theta_1) - \\ - (A + R_2 \cdot \sin(\varphi_2) + u_2 \cdot \cos(\varphi_2) \cdot \sin(\varepsilon_2) + \rho_2 \cdot \cos(\varphi_2) \cdot \cos(\theta_2) - \rho_2 \cdot \sin(\varphi_2) \cdot \sin(\varepsilon_2) \cdot \sin(\theta_2)) = 0 \\ R_1 \cdot \cos(\varphi_1) + u_1 \cdot \cos(\varphi_1) \cdot \cos(\varepsilon_1) + \rho_1 \cdot \cos(\theta_1) \cdot \sin(\varphi_1) + \rho_1 \cdot \cos(\varphi_1) \cdot \sin(\varepsilon_1) \cdot \sin(\theta_1) - \\ - (L - R_2 \cdot \cos(\varphi_2) - u_2 \cdot \cos(\varphi_2) \cdot \cos(\varepsilon_2) + \rho_2 \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\varphi_2) + \rho_2 \cdot \cos(\varphi_2) \cdot \sin(\varepsilon_2) \cdot \sin(\theta_2)) = 0 \\ R_1 \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_1) + u_1 \cdot \sin(\varepsilon_1) - \rho_1 \cdot \cos(\varepsilon_1) \cdot \sin(\theta_1) - (R_2 \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_2) - B + u_2 \cdot \sin(\varepsilon_2) + \rho_2 \cdot \cos(\varepsilon_2) \cdot \sin(\theta_2)) = 0 \\ \cos(\varphi_1) \cdot \cos(\theta_1) - \sin(\varphi_1) \cdot \sin(\varepsilon_1) \cdot \sin(\theta_1) + (\cos(\varphi_2) \cdot \cos(\theta_2) - \sin(\varphi_2) \cdot \sin(\varepsilon_2) \cdot \sin(\theta_2)) = 0 \\ \cos(\theta_1) \cdot \sin(\varphi_1) + \cos(\varphi_1) \cdot \sin(\varepsilon_1) \cdot \sin(\theta_1) + (\cos(\theta_2) \cdot \sin(\varphi_2) + \cos(\varphi_2) \cdot \sin(\varepsilon_2) \cdot \sin(\theta_2)) = 0 \\ -\cos(\varepsilon_1) \cdot \sin(\theta_1) + \cos(\varepsilon_2) \cdot \sin(\theta_2) = 0 \end{cases}$$

В данной системе шесть уравнений, из которых пять независимых при шести неизвестных: $\varphi_1, \varphi_2, u_1, u_2, \theta_1, \theta_2$. Варьируя параметр φ_1 , получим значения для остальных неизвестных данной системы уравнений. Используя численные методы программной оболочки MathCAD, были получены графики зависимостей $\varphi_2 = f_1(\varphi_1)$, $\Delta\varphi_2 = f_2(\varphi_1)$, где $\Delta\varphi_2 = \varphi_{2Д} - \varphi_{2Н} = \varphi_{2Д} - \varphi_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}$, $i_{12} = f_3(\varphi_1)$, $\Delta i_{12} = f_4(\varphi_1)$, где $\Delta i_{12} = i_{12Д} - i_{12Н}$ и $u_1 = f_5(\theta_1)$, $u_2 = f_6(\theta_2)$ – графики координат точек контакта на поверхностях Σ_1, Σ_2 (Рис. 17 - Рис. 19). Для получения численных значений функции положения, функций i_{12} и Δi_{12} , а также координат точек контакта на поверхностях были приняты следующие значения основных параметров: $m = 2$ [мм], $z_1 = z_2 = 15$, $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\pi}{4}$ [рад.], $\rho_2 = \rho_1 = 1,171$ [мм]. Здесь m_A – аналог модуля ($m_A = \frac{p}{\pi}$, $p = 2 \cdot \rho_1 + 2 \cdot \rho_2 + k \cdot \rho$; k – коэффициент окружного зазора).

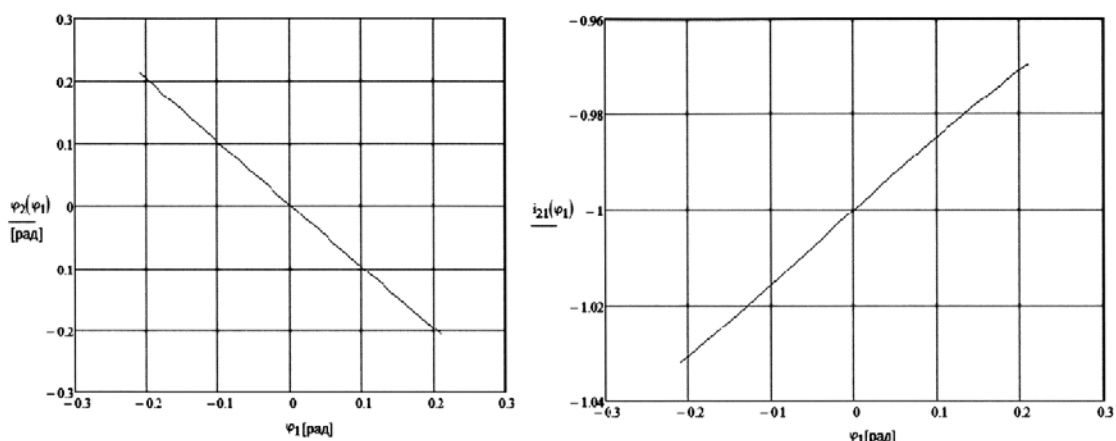


Рис. 17. Зависимости $\varphi_2=f_1(\varphi_1)$ и $i_{21}=f_3(\varphi_1)$.

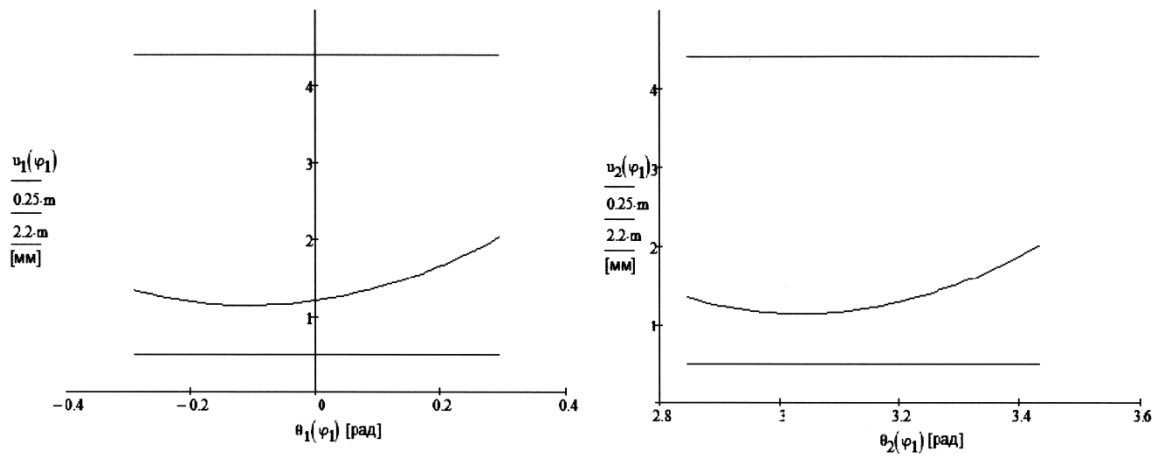


Рис. 18. Координаты точек контакта на поверхностях Σ_1, Σ_2 .

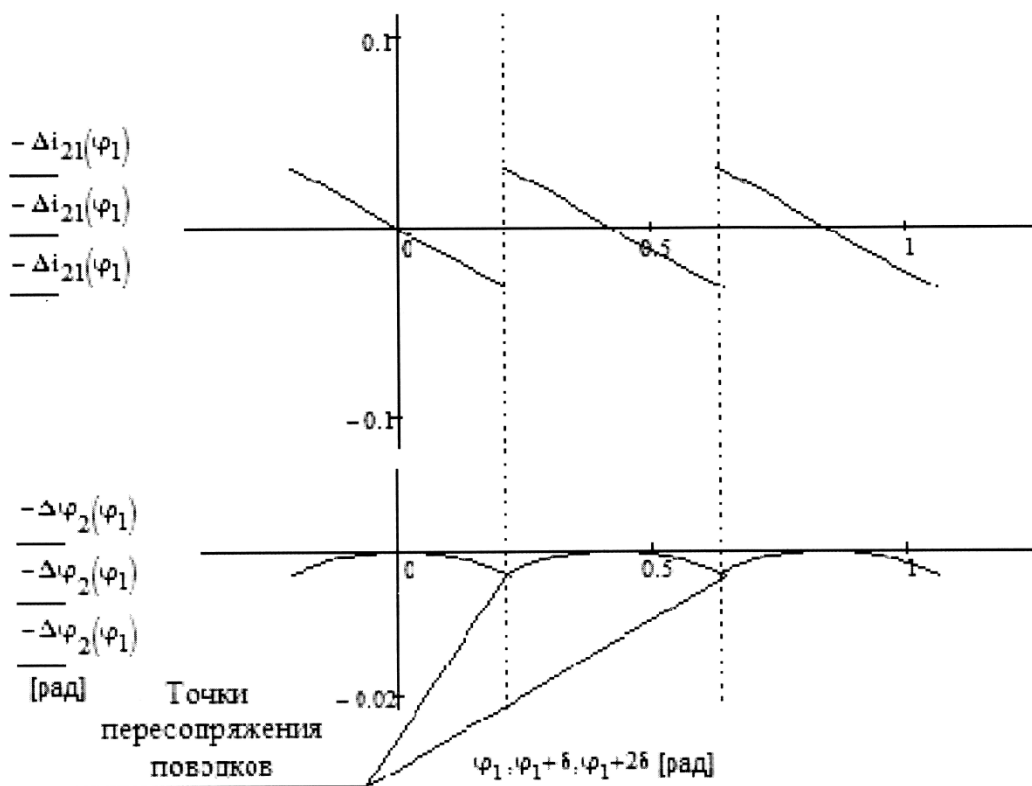


Рис. 19. Зависимости $\Delta\varphi_2=f_2(\varphi_1)$ и $\Delta i_{21}=i_{21Д}-i_{21Н}$.

Как можно заметить, функция положения близка к линейной, а координаты точек сопряжения на поверхности поводков не выходят на кромку. Отсутствие кромочного контакта и возможность локализовать точки контакта по поверхности поводка одно из достоинств данной передачи. Передаточное отношение в процессе зацепления одной пары

зубьев изменяется в пределах восьми сотых, при номинальном передаточном отношении равном единице.

Полученные расчетные данные характеризуют качество зацепления, в частности значение наибольшей циклической погрешности зубцовой частоты не превышает 0,003 радиана. Передача практически нечувствительна к погрешностям шага.

Моделирование приближенных передач приводов

Для проверки полученных расчетных данных был создан макет передачи, состоящий из двух зубчато-поводковых колес. Конструктивные элементы выполнены методом трехмерной печати на установке «Dimension Elite» (США). Данная установка позволяет выполнять трехмерные модели из ABS, PLC и PLA пластика. Для изготовления был выбран ABS пластик, т.к. он обладает лучшими прочностными характеристиками.

Параметры данной передачи представлены в таблице 32.

Табл. 32. Параметры зубчато-поводковых колес.

Физическая величина	Обозначение	Значение
Число поводков, [целое число]	z_1, z_2	15
Угол поворота оси поводка относительно рабочей оси колеса, [град.]	$\alpha_1 = \alpha_2$	45°
Аналог модуля, [мм]	m	2

Исходя из этих данных получим:

- 1) Диаметры делительных окружностей (отождествляются с начальными): $D_1 = m \cdot z_1 = 30 \text{ мм}$, $D_2 = m \cdot z_2 = 30 \text{ мм}$.
- 2) Диаметры окружностей заделки поводков:
 $d_1' = D_1 - 2,4 \cdot \sin(\alpha_1) = 28,303 \text{ мм}$, $d_2' = D_2 - 2,4 \cdot \sin(\alpha_2) = 28,303 \text{ мм}$.
- 3) Радиус поводков: $\rho = \rho_1 = \rho_2 = \left(\frac{\pi}{4} - 0,2 \right) \cdot m = 1,171 \text{ мм}$.

4) Расстояние между вершиной конуса и основанием поводка:

$$l_1 = \frac{d_1}{2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}\right)} = 20,013 \text{ мм}, \quad l_2 = \frac{d_2}{2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}\right)} = 20,013 \text{ мм}.$$

5) Размер A : $A = \rho_1 + \rho_2 = 2,342 \text{ мм}$.

6) Межосевое расстояние L : $L = \frac{D_1 + D_2}{2} = 30 \text{ мм}$.

7) Размер B : $B = l_2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) - l_1 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) = 0 \text{ мм}$.

С целью проверки влияния длины поводка на качественные характеристики колеса и большей наглядности, поводки были выполнены с различной высотой. Общее число поводков равно пятнадцати. В первом случае коэффициент высоты «головки» поводка был принят $h_a^* = 0,75$, во втором $h_a^* = 1$, а в третьем $h_a^* = 1,5$. Высота ножки поводка взята одинаковой $h_f = 3 \text{ мм}$.

Данные значения геометрических параметров колес были выбраны для наглядности процесса пересопряжения поводков. Трехмерная модель колеса была выполнена при помощи системы *Pro/Engineer WF5*. Данные зубчато-поводковые колеса были установлены в лабораторный стенд, представленный на рисунке 20, где 1 – шаговый электродвигатель *28BYJ-48* (Китай), 2 – подшипники *ISB-B000* (Китай), 3 – зубчато-поводковые колеса ($z_1 = z_2 = 15$), 4 – инкрементальный энкодер *EC10E1220501* (фирмы *ALPS*, Япония), 5 – инкрементальный энкодер *AMT103-V* (фирмы *CUI Inc.*, США).

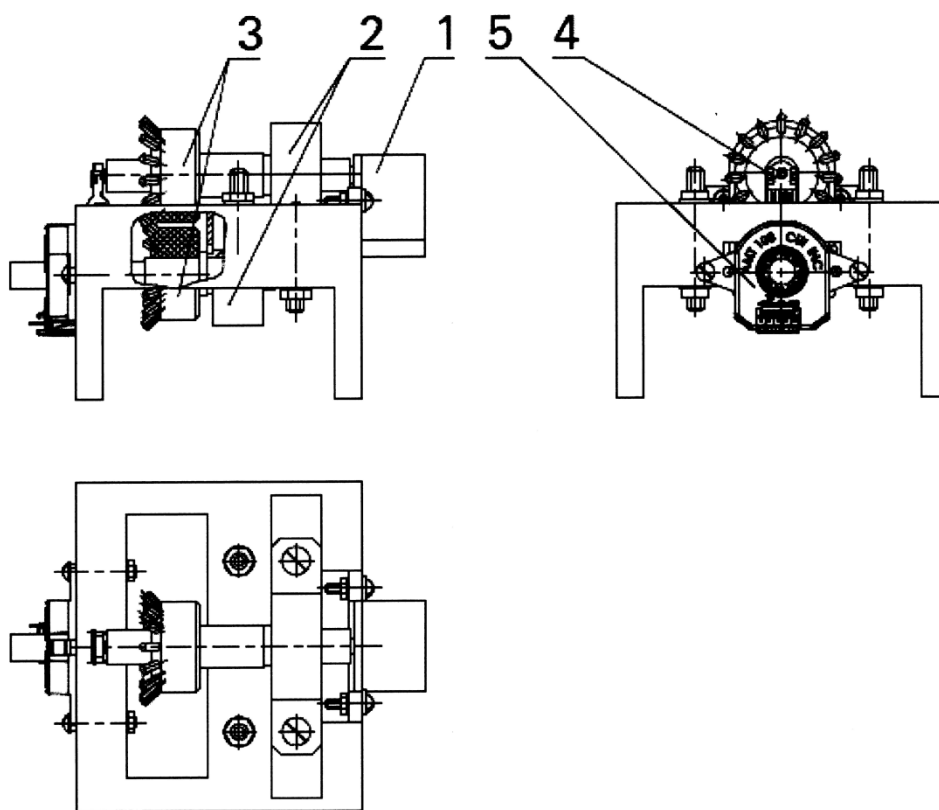


Рис. 20. Лабораторный стенд

В характеристиках используемых инкрементальных энкодеров *EC10E1220501* указано, что их разрешающая способность составляет 24 положения на оборот, что недостаточно для точного получения функции перемещения, но достаточно для контроля угла поворота входного звена в заданных точках. Для определения угла поворота выходного звена использовался энкодер *AMT103-V*, в технических характеристиках которого указана разрешающая способность в 2048 положений на оборот. Данные энкодеры могут быть подключены к плате *Arduino Mega 2560 R3* (Италия). Подключение *EC10E1220501* было выполнено через нагрузку 10 кОм, а выводы *AMT103-V* подключались напрямую к выводам платы.

Полученный с выходного энкодера сигнал передавался в программный пакет *MATlab* для последующей обработки. Зависимость угла поворота выходного колеса от входного, представлена на рисунке 21. По осям абсцисс отложен угол поворота входного колеса (φ_1), а по осям ординат угол поворота выходного колеса (φ_2) в градусах.

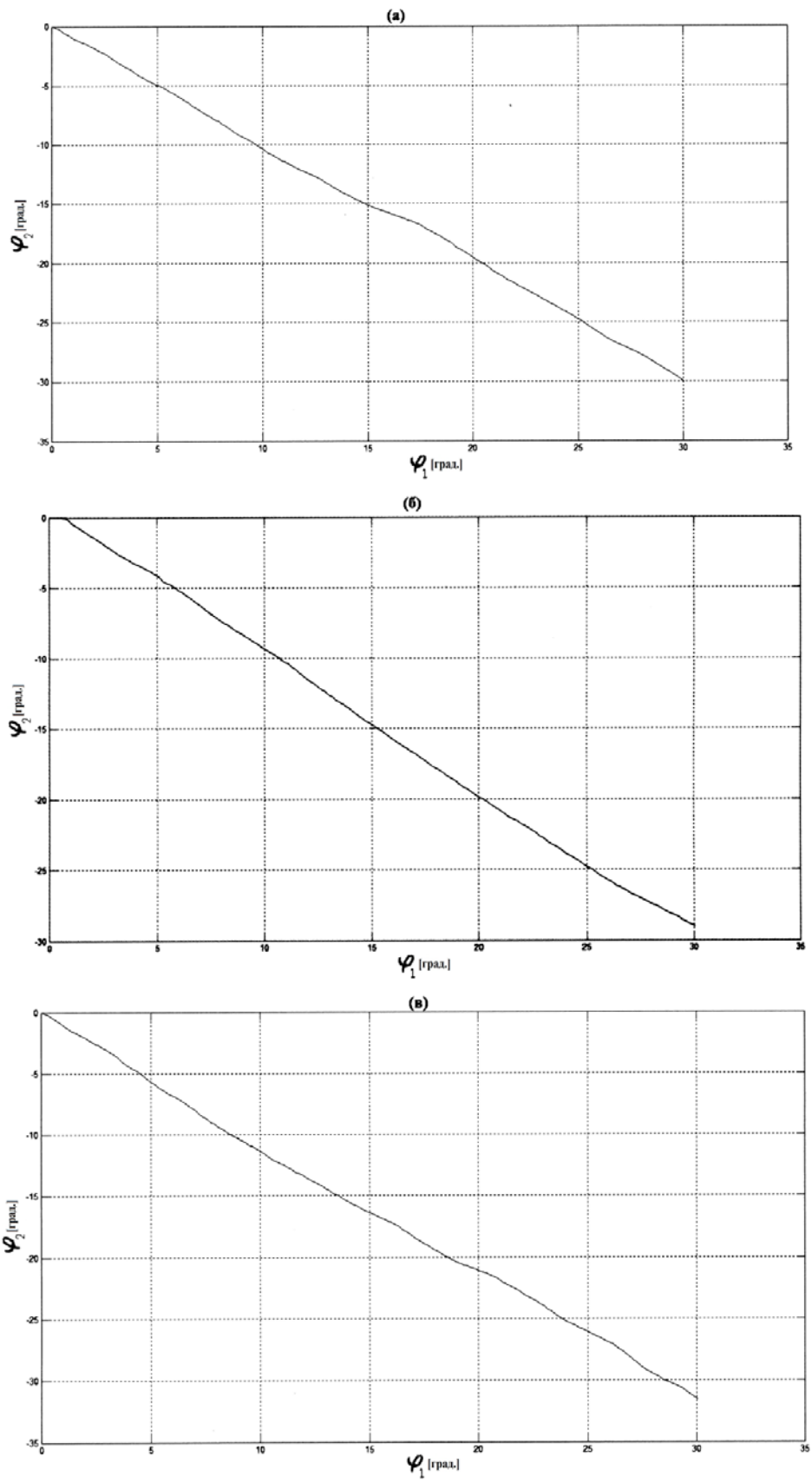


Рис. 21. Функции перемещения для передачи $i_{21} = 1$, где (а) – малые поводки, (б) – средние поводки, (в) – большие поводки.

Как видно из полученных экспериментальных функций перемещения, их общий вид подтверждает расчетные данные. Погрешности монтажа зубчато-поводковых колес и погрешности изготовления макета оказывают незначительное влияние на данную зависимость, что было подтверждено неоднократным повторением эксперимента.

Заключение

Понятие «сервис-фактор» вошло в жизнь относительно недавно, причем сначала зарубежом. Как мы видим сервис-фактор есть произведение некоторых коэффициентов, учитывающих отдельные свойства двигателей и нагрузки. За редким исключением он учитывает еще и внутреннюю динамику передаточного механизма. Прежде всего учитываются толчки, вибрации, включения, т.е. отдельные динамические явления, которые возникают вследствие таких факторов, как:

- 1) тип двигателя на входном валу механизма;
- 2) тип нагрузки на выходном валу механизма;
- 3) внутренняя динамика механизма, обусловленная неуравновешенностью движущихся звеньев, погрешностями деталей, их сборки и т.д.

При внимательном рассмотрении очевидно, что количество составляющих коэффициентов сервис-фактора в разных методиках варьируется от трех до семи. Но все они призваны учесть число повреждающих циклов в процессе функционирования привода за весь период работы. Происходит скрытый расчет на усталостную прочность именно за счет учета повреждающих циклов, не связанных напрямую с оборотом того или другого вала, т.е. методика имеет обобщенный характер. Конечно, в методиках предназначенных для отрасли (A.G.M.A.) число учитываемых факторов минимально, а в заводских методиках, например, стараются учесть досконально свойства и условия работы

продукции. К тому же существенным для учета представляются разные качества. Анализ показывает, что создание единой методики расчета сервис-фактора, дело безнадежное, да и пожалуй ненужное. Продукцию предприятий следует выбирать по той методике, которая приведена в их каталогах, полагаясь на то, что такой выбор проверен практикой. Авторам особенно импонирует методика отечественных предприятий «НТЦ Редуктор» и «ЗАРЕМ», где наиболее полно учитываются все факторы, влияющие на работоспособность и долговечность передаточных механизмов приводов.

Список литературы

1. ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М., Издательство стандартов, 1989. – 129 с.
2. Государственный научный центр Российской Федерации ОАО «КОНЦЕРН «ЦНИИ «ЭЛЕКТРОПРИБОР»// Бесконтактные моментные двигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – СПб.: 2014, Режим доступа: http://www.elektropribor.spb.ru/prod/rprecision_3
3. Завод «Эпсилон»// Цилиндрические соосные мотор-редукторы. [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – СПб.: 2014, Режим доступа: <http://www.motor-reductor.ru/motori-reduktori/cilindricheskie-soosnie/motor-reduktor-4mc2s-63-m.html>
4. Кудрявцев В. Н. и др. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник/ В. Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А. Л. Филипенков; Под. Общей ред. В. Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с.: ил.
5. ISO 6336-1:2006/Cor 1:2008. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors.
6. ISO 6336-2:2006/Cor 1:2008 <http://www.iso.org/iso/rss.xml?csnumber=36328&rss=detail>. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 2: Calculation of surface durability (pitting).

7. ISO 6336-3:2006/Cor 1:2008 <http://www.iso.org/iso/rss.xml?csnumber=36329&rss=detail>. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 3: Calculation of tooth bending strength.
8. ISO 6336-5:2003 <http://www.iso.org/iso/rss.xml?csnumber=32503&rss=detail>. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 5: Strength and quality of materials.
9. ISO 6336-6:2006/Cor 1:2007. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 6: Calculation of service life under variable load
10. DIN 3990-2:1987-12. Calculation of load capacity cylindrical gears; calculation of pitting resistance.
11. ГОСТ Р 50891-97. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия. Госстандарт РФ. М.1997.
12. American Society Of Mechanical Engineers. ASME.ORG. [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. - Режим доступа: <http://www.asme.org/>
13. Завод «ЗАРЕМ» [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Республика Адыгея: 2014, Режим доступа: <http://www.zarem.ru/dlia-glavnoi-stranichki/kak-vybrat-reduktor>
14. Завод «ЗАРЕМ» [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Республика Адыгея: 2014, Режим доступа: <http://www.zarem.ru/stati/metodika-vybora-reduktora-s-uchetom-kf>
15. Завод «ЗАРЕМ» [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Республика Адыгея: 2014, Режим доступа: <http://www.zarem.ru/dlia-glavnoi-stranichki/rekomenduemye-marki-masel-dlia-reduktorov>
16. НТЦ «Редуктор» [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – СПб.: 2014, Режим доступа: <http://reduktorntc.ru/documents.php#>
17. SEW-EURODRIVE [Электронный ресурс]. – Электрон. дан.: 2014, Режим доступа: <http://www.sew-eurodrive.ru/publikacii/>
18. КЕВ [Электронный ресурс]. – Электрон. дан.: 2014, Режим доступа: <http://www.keb.de/ru/produkcija/dvigateli-i-reduktory.html>
19. BONFIGLIOLI [Электронный ресурс]. – Электрон. дан.: 2014, Режим доступа: <http://www.bonfiglioli.com/en/industrial/products/gearmotors-gearboxes/helical-gearmotors-gearboxes/product/c-helical-gear-motor/>
20. MOTOVARIO [Электронный ресурс]. – Электрон. дан.: 2014, Режим доступа: <http://motovario-russia.ru/index.php/produksiya/tsilindricheskie-motor-reduktory>
21. Shigley's Mechanical Engineering Design/ Published by McGraw-Hill, a business unit of The McGraw-Hill Companies, Inc., 1221 Avenue of the

Americas, New York, NY 10020. Copyright © 2011 by The McGraw-Hill Companies, Inc.

22. Мусалимов В.М., Ротц Ю.А., Астафьев С.А., Амвросьева А.В. Расчёт надёжности упругих элементов микромеханических гироскопов: Учебное пособие. – Спб., НИУ ИТМО, 2012, - 120с.
23. Лобачев А. М. Упругие чувствительные элементы микромеханических приборов: динамика и надёжность: Дис. ... канд. Техн. Наук, СПб, 2007. – 115с.
24. Колобов Александр Борисович к.т.н., доцент каф. Т и ПМ Надёжность технических систем Ивановский государственный энергетический университет: [Электронный ресурс]: Электронная библиотека ИГЭУ – Электронная статья – Режим доступа к ст.: <http://elib.ispu.ru/library/lessons/index.htm>
25. Писаренко Г. С. Соппротивление материалов. – Киев, «Вища школа», 1986, - 638 с.
26. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Соппротивление материалов. – М.: Высш. Школа, 1975, - 656 с.
27. Wildhaber, E. Gear cutter. Patent of USA, Nr.2, 267, 181, Patented Dec. 22, 1937.
28. Wildhaber, E. Metod of cutting gears. Patent of USA, Nr.2, 367, 153, Patented Aug. 27, 1944.
29. Кедринский В. Н., Писманик К. М., Станки для обработки конических зубчатых колес. М.: Машиностроение; Издание 2-е, перераб. и доп., 1967г, 584 с.
30. Дроздов Ф. В. Детали приборов. М., Оборонгиз, 1948, 596 с.
31. Пантелеев С. И. Кинематическое исследование пространственных трехзвенных механизмов графическим методом. «Изв. вузов. - Машиностроение», 1958, №11-12, с. 35-45.
32. Лебедев П. А. Аналитическое определение перемещений пространственных трехзвенных механизмов с соприкасающимися рычагами. «Изв. вузов. - Приборостроение». 1962, №4, с. 115-119.
33. Лебедев П. А. Определение перемещений механизма с соприкасающимися рычагами. «Изв. вузов. - Приборостроение». 1963, №3, с. 134-142.
34. Литвин Ф.Л. Аналитические методы исследования пространственных зацеплений. Труды семинара по теории машин и механизмов АН СССР, вып. 84, 1961.

35. Литвин Ф. Л. Функция перемещения и передаточное число поводкового механизма. В кн.: Анализ и синтез механизмов и теория передач. М., «Наука», 1965, с. 5-11.
36. Тимофеев Б. П., Уланов А. А., Кинематика традиционных передач, «Теория механизмов и машин». №2(22). Том 11. –СПб: СПбГПУ, 2013. с. 73-88.
37. Патент № 146159. Российская Федерация, МПК F16H 55/10 F15H 55/17. Колесо для передачи вращательного движения // Тимофеев Б.П., Сачков М.Ю.; заявитель и патентообладатель федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики". – № 2014120175/11; заявл. 19.05.2014 ; опубл. 10.10.2014, Бюл. № 28.

Борис Павлович Тимофеев

Михаил Юрьевич Сачков

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДОВ

Учебное пособие

В авторской редакции

Б.П. Тимофеев

М.Ю. Сачков

Дизайн обложки

М.Ю. Сачков

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано на ризографе

Миссия университета – генерация передовых знаний, внедрение инновационных разработок и подготовка элитных кадров, способных действовать в условиях быстро меняющегося мира и обеспечивать опережающее развитие науки, технологий и других областей для содействия решению актуальных задач.

КАФЕДРА МЕХАТРОНИКИ

Кафедра Мехатроники, одна из старейших кафедр НИУ ИТМО, история которой начинается с 30-х годов XX века. Первое упоминание о прародительнице кафедры Мехатроники содержится в приказе № 18 от 3.10.1930 по Учебному комбинату точной механики и оптики: доцент Замыцкий Н.П. назначен с 1.10.1930 заведующим кафедрой «Детали машин института точной механики и оптики».

С 1945 г. руководство кафедрой осуществляет Н.И. Колчин, крупнейший учёный механик в самом широком смысле этого слова. Он расширил и обогатил исследовательскую и преподавательскую деятельность кафедры методами Теории машин и механизмов. Нельзя не сказать, что Н.И. Колчин был в той или иной мере учителем трех последующих заведующих кафедрой – Ф.Л. Литвина, К.И. Гуляева, Б.П. Тимофеева.

С 1949 года, заведующим кафедрой Теории механизмов и деталей машин, становится Рифтин Л.П. За время работы в ЛИТМО Рифтин Л.П. опубликовал более двух десятков научных работ. О том каким он был прекрасным педагогом с благодарностью вспоминали его ученики, в частности профессора Г.И. Новиков и Г.Н. Дульнев.

В 1963 году кафедру возглавил профессор Литвин Ф.Л.. Известность среди исследователей и специалистов принесло ему опубликование монографий: "Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий" (совместно с Н.И. Колчиным, 1953 г.) и "Некруглые зубчатые колеса" (1956 г.). Но основной заслугой Ф.Л. Литвина следует считать его работы по общей теории зубчатых зацеплений, в которых ему удалось предугадать тенденции развития аналитической теории зацеплений и создать методы анализа и синтеза. Результаты этих работ были опубликованы в монографии "Теория зубчатых зацеплений" (1960 г. – первое издание, 1968

г. – второе). Последнее издание до сих пор сохранило свою актуальность в качестве энциклопедии методов и результатов исследований. Отличительной особенностью научных работ Литвина Ф.Л. всегда была ярко выраженная их практическая направленность. За время работы в СССР Ф.Л.Литвин опубликовал около 150 работ, а в США – свыше 120, в том числе – три монографии.

В начале 1979 года заведующим кафедрой становится профессор Гуляев К.И. По своей направленности кафедра становится общепромышленной.

В 1989 году Тимофеев Б.П. приступил к заведыванию общепромышленной кафедрой Теории механизмов и деталей приборов, преобразовав её в 1991 году в выпускающую кафедру «Мехатроника», предугадав тенденции развития современного приборостроения. Интересно то, что как специальность «Мехатроника» появилась в официальном списке только в 1994 году.

С 2005 по 2011 год кафедру возглавлял доцент Ноздрин М.А. В учебную и научную деятельность были внедрены компьютерные технологии, разработаны инновационные образовательные программы, созданы новые лабораторные циклы и лаборатории. В 2009 году утверждена научная школа «Фундаментальные проблемы надежности и точности машин и приборов». Основные научные направления работы школы направлены на вопросы разработки мехатронных и биомехатронных устройств, прогнозирование метрологической надежности средств измерений, совершенствование измерительных технологий, также особое внимание уделено моделированию технологических и деградиационных процессов. Кафедра Мехатроники получила грант и становится организатором Всероссийской студенческой олимпиады по прикладной механике.

В настоящее время кафедрой руководит профессор В.М. Мусалимов. Кафедра ведет активную пропаганду научно-исследовательских достижений. Преподавателями и аспирантами кафедры сделано свыше 500 докладов на международных, межотраслевых и межвузовских научно-технических конференциях и симпозиумах, опубликовано свыше 200 работ и статей в научно-технических журналах и сборниках, как в Российских, так и в зарубежных. Виктор Михайлович является руководителем научной школы НИУ ИТМО «Фундаментальные и прикладные проблемы точности и надежности машин и приборов». Им опубликовано более 300 работ, ряд монографий и учебных пособий, получено 25 патентов на изобретения, подготовлено 25 кандидатов наук. Профессор В.М. Мусалимов регулярно

читает лекции в НИУ ИТМО, институте машиностроения (завод-ВТУЗ) и ТУ Ильменау (Германия). В.М. Мусалимов является почетным работником высшего профессионального образования РФ, главным научным сотрудником ИПМаш РАН, членом редколлегии журнала «Приборостроение» и действительным членом Нью-Йоркской АН. Включен в ряд англоязычных изданий книг-справочников «Кто есть кто в мире». Осуществляется тесное научное сотрудничество с зарубежными вузами (технический университет Ильменау, Германия; инженерно-аграрной академией г. Быдгощь, Польша; ИММС НАН Беларуси, г. Гомель; Таллиннский Технологический университет; с исследовательским центром механизмов г. Иллинойс, Чикаго).

Направления исследований профессора В.М. Мусалимова: трибология, механика деформируемого твердого тела, техническое зрение, биомехатроника.

Редакционно-издательский отдел

Университета ИТМО

197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49