

ШАРНИРНЫЕ ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Собачкин А.В.- студент, Галышкин Н.В. – доцент, к.т.н.
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Подшипники скольжения наряду с подшипниками качения широко применяются в современном машиностроении, например, в качестве опор быстроходных валов, работающих со скоростями, при которых долговечность подшипников качения слишком мала. Меньшая шумность работы и большая грузоподъемность может быть также отнесена к достоинствам применения подшипников скольжения. Изготовление стандартизированных подшипников скольжения, является важнейшей технологической тенденцией развития. Так в Англии и в некоторых других странах имеется мощная промышленность подшипников скольжения, аналогичная промышленности подшипников качения.

Возможным направлением развития подшипников скольжения может явиться выполнение их в виде отдельных агрегатов по аналогии с подшипниками качения. В настоящее время, по этой схеме, выпускаются так называемые шарнирные подшипники для качательного движения, стандартизированные и серийно изготавливаемые промышленностью (рисунок 1).

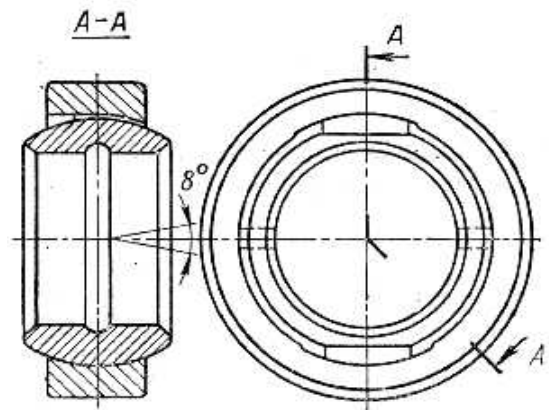


Рисунок 1

На кафедре "Детали машин" разработаны модификации этого типа подшипниковой опоры, позволяющие значительно расширить диапазон её применения. В частности, на рисунке 2 представлена конструкция подшипника, включающая корпус подшипника 1, и сферическую подшипниковую втулку 2. Корпус 1 образован в виде выступов 3 и впадин 4, при этом наружная поверхность выступов 3 выполнена цилиндрической, а внутренняя поверхность впадин 4 сферической, с радиусом, равным радиусу

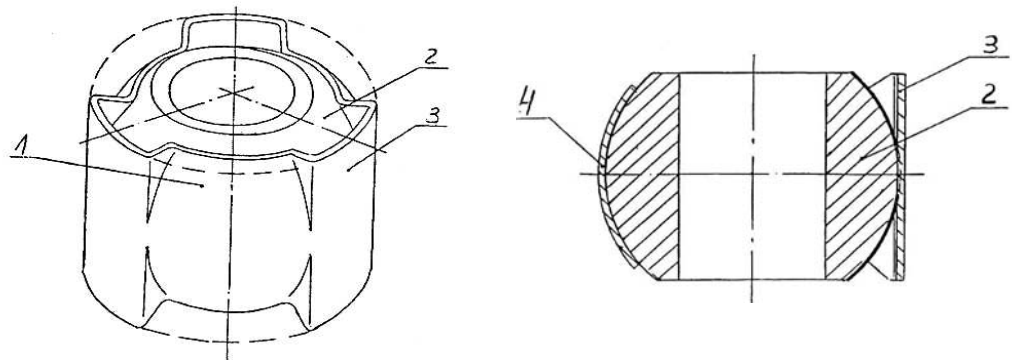


Рисунок 2

наружной поверхности подшипниковой втулки 2. Заготовка корпуса 1, выполняется в виде цилиндрической втулки с последующим обжатием. Жесткость соединения корпуса 1 и втулки 2 обеспечивается соответствующим натягом данного соединения. Применение таких подшипников возможно в электродвигателях малой мощности, приборах и механизмах общего назначения.

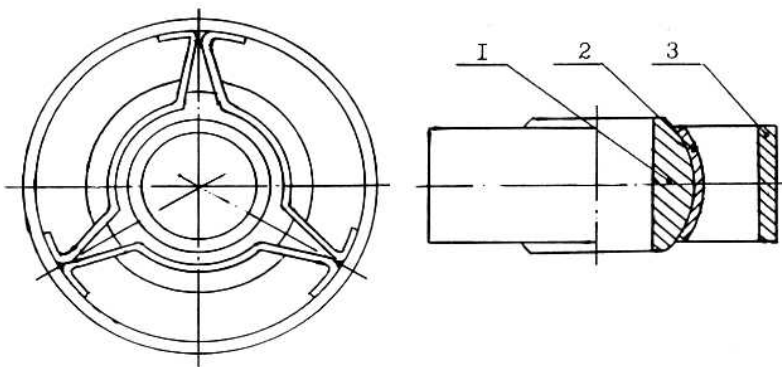


Рисунок 3

Разработана также конструкция с увеличенным наружным диаметром корпуса подшипника для его интенсивного охлаждения и обеспечения требуемой жесткости в радиальном направлении (рисунок 3). Он

включает в себя сферическую втулку 1, которую охватывают три отштампованные шайбы 2, выполненные в виде шарового сегмента, с отогнутыми ушками, предназначенными для фиксации шайб в корпусе подшипника 3.

На рисунке 4 представлен разборный вариант подшипникового узла, выполненного по схеме рисунка 3.

Для существенного увеличения демпфирующих характеристик подшипниковой опоры, предлагается конструкция (рисунок 5), включающая подшипниковую втулку 1, шайбы 2, корпус опоры 3, выполненный из вибропоглощающего материала.

Конструкция разработанных подшипников проста и может выполняться с использованием малоотходных перспективных технологий (штамповка, контактная сварка). В условиях массового производства на специализированных предприятиях себестоимость подшипников может быть существенно ниже аналогичных по размеру и грузоподъемности подшипников качения.

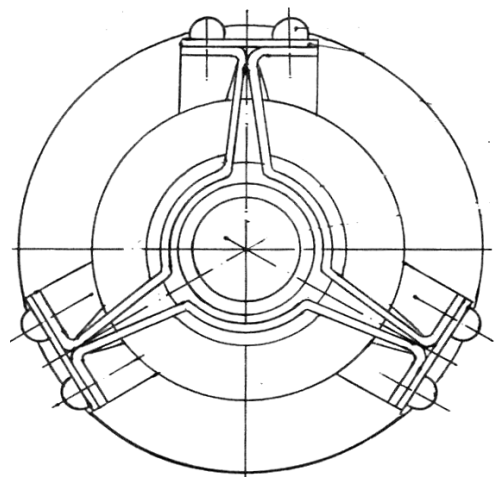


Рисунок 4

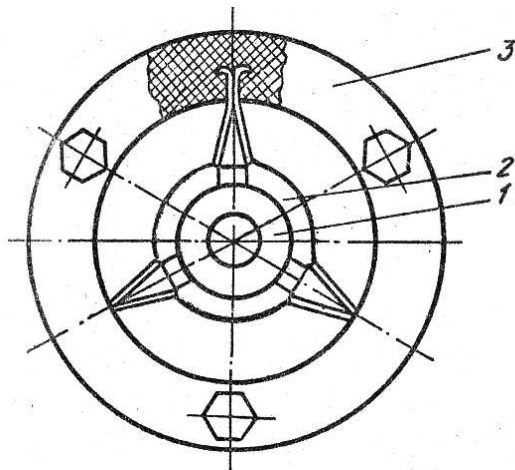
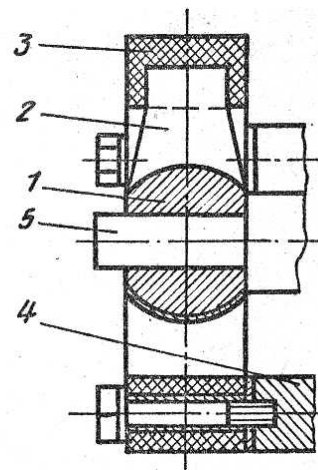


Рисунок 5



ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ДЕТАЛЯХ НАПРЯЖЕННОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Бобров А.В. - студент, Баранов А.В. - к.т.н., доцент, Ковалев И.М. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При изучении раздела резьбового соединения в курсе «Детали машин и основы конструирования» вопрос о распределении нагрузок в напряженном болтовом соединении является ключевым. Нагрузки в болтовом соединении (сила затяжки F_0 , нагрузки на болт F_b , в стыке F_d , внешнюю F) наиболее точно контролируются в экспериментальных исследованиях по удлинению болта, динамометрических колец.

В настоящей работе выполнена модернизация установки для экспериментального определения распределения нагрузок в напряженном болтовом соединении, нагруженном внешней осевой силой. Установка для проведения испытаний представлена на рисунке 1.

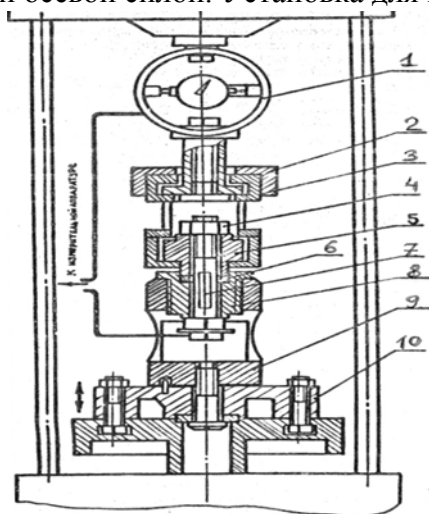


Рисунок 1

Для определения нагрузок на стержень болта (7) и динамометрическое кольцо (1) наклеены тензодатчики сопротивления. Сигнал с тензодатчиков усиливается тензоусилителем и измеряется микроамперметрами. Показания микроамперметров протарированы в Ньютонах при помощи динамометра и динамометрического ключа. При изучении работы затянутого резьбового соединения измеряются внешняя нагрузка от пресса и нагрузка на болт.

Исследования показали, что выполненная модернизация установки позволяет получать хорошую корреляцию расчетных и экспериментальных значений нагрузок и коэффициента внешней нагрузки в деталях напряженного болтового соединения. При этом лучшие результаты получены для болтовых соединений с затяжкой F_0 из расчета $\sigma = 0,7[\sigma]_p$.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА БУХТООБРАЗОВАНИЯ НА БАРАБАНЕ МОТАЛКИ ДЛЯ БЕСКОНЕЧНОДЛИННОЙ ГИБКОЙ СВЯЗИ

Собачкин А.В. – студент, Собачкин В.В. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

В настоящее время при транспортировке груза на длинной гибкой связи (тросе), например в случае подъема глубоководных погружаемых аппаратов или морских рыболовных снастей, связь размещают на барабане лебедки внавал или с раскладкой витков к витку. Возможности такого рода устройств ограничены габаритами тянущего барабана, и его инерционными характеристиками. При увеличении длины гибкой связи до бесконечной традиционные способы смотки связи вообще не могут быть реализованы.

Устройством, позволяющим решить данную проблему, является моталка, представленная на рисунке 1.

Устройство состоит из короткого барабана 5 с вертикальной осью вращения, оснащенного устройством сдвига гибкой связи 4 вдоль оси в виде наклонного диска 1, прижимных роликов 2 и приемной корзины 3, служащей для накопления связи. При работе моталки трос поступает всегда в одну точку на барабане и затем с помощью наклонного диска смещается вдоль его оси вниз.

На барабане с помощью прижимных роликов удерживается лишь несколько витков троса, большая же его часть под действием силы тяжести опускается в приемную корзину, вращающуюся синхронно с барабаном.

Для надежной работы устройства необходимо создать условия, исключающие проскальзывание троса относительно барабана в окружном направлении. Для этого необходимо выявить влияние количества витков троса на барабане, его габаритных размеров, числа прижимных роликов, их длины и расположения относительно барабана, а также параметров механизма сдвига связи на тяговую способность барабана.

При разработке модели процесса бухтообразования приняли наиболее общий случай сочетания параметров:

- число прижимных роликов произвольно;
- ролики установлены равномерно вокруг барабана;
- угол расположения первого ролика относительно точки поступления троса на барабан выбран произвольно (рисунок 2).

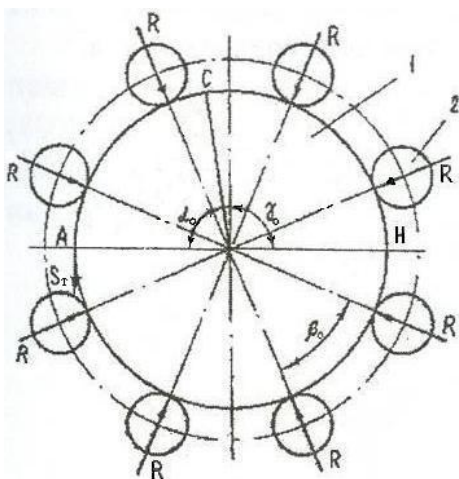


Рисунок 2- Расчетная схема моталки
1- барабан, 2- прижимной ролик

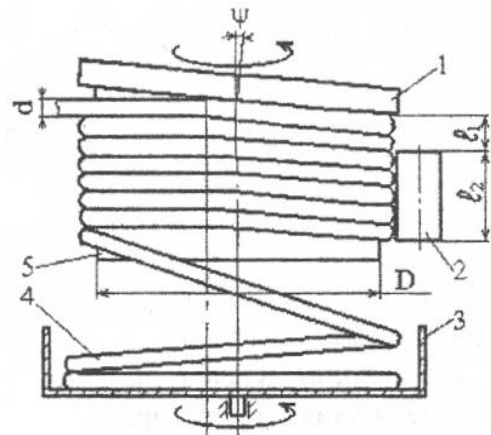


Рисунок 1 - Конструкция моталки для бесконечно длинной связи
1- наклонный диск, 2- прижимной ролик, 3- приемная корзина, 4- гибкая связь, 5- барабан

Из анализа работы моталки следует, что трос поступает на барабан в т. А и в пределах угла α_0 до т. С, контакта с наклонным диском, находится в состоянии покоя относительно барабана. Перемещение витков троса вдоль оси барабана происходит лишь на части дуги его периметра до точки Н, которую назовем зоной сдвига γ_0 . На оставшейся части дуги окружности барабана от точки Н до точки А трос, также неподвижен относительно барабана. Кроме этого на рисунке 2 обозначено: β_0 - угол между роликми, R- усилие прижима роликов к барабану моталки, S_T - тяговое усилие.

В результате анализа процесса работы моталки были выделены две зоны (см. рисунок 1). В первой из зон с длиной l_1 трос не контактирует с прижимными

роликами. Во второй, с длиной l_2 витки бухты троса располагаются под роликами. Назовем эти части бухты соответственно зоной свободной навивки и зоной прижима.

Если трос рассматривать как идеально-гибкую, упруго-растяжимую связь, то для определения натяжения в сечениях троса по дуге обхвата барабана можно применить зависимость Эйлера. В качестве допущения приняли, что в зоне прижима троса роликами их давление передается на поверхность барабана сосредоточенными силами. Предположим также, что в зоне сдвига в результате движения троса вдоль оси барабана силы трения действуют на витки бухты только в направлении, противоположном этому движению. По этой причине натяжение витка троса в зоне сдвига считали постоянным. Коэффициент трения также приняли постоянным.

Вышеуказанные положения позволяют определить величину натяжения витка троса в конце зоны свободной навивки (в точке контакта троса с прижимным роликом), а также натяжение в точке начала сдвига (точка С) для любого витка троса.

Анализ работы механизма съема троса с барабана моталки показал, что освобождение гибкой связи из под прижимных роликов с последующим поступлением ее в приемную корзину обязательно осуществляется в зоне сдвига, т.к. только здесь происходит перемещение бухты вдоль оси барабана. Для обеспечения стабильности работы описанного устройства необходимо, чтобы натяжение витка троса, сходящего в приемную корзину, было равным нулю. Следовательно, в этом случае силы сцепления витков троса с поверхностью барабана моталки будут равны тяговому усилию лебедки.

ПРИМЕНЕНИЕ СТАНДАРТНОГО И МОДИФИЦИРОВАННЫХ ИСХОДНЫХ КОНТУРОВ ПРИ РАСЧЕТЕ И ИЗГОТОВЛЕНИИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Михайлова Т.В., Михайлов С.А. – студенты, Звездаков В.П. – к.т.н., профессор

Расчет эвольвентных зубчатых колес, как известно, состоит из кинематического и силового, геометрического и прочностного. Очень большое значение имеет расчет и задание точности изготовления зубчатых колес и выбор соответствующей технологии. Наиболее подробно разработан расчет с использованием стандартного исходного контура по ГОСТ 13755-81, определением геометрических параметров по ГОСТ 16532-70 и прочностным расчетом по ГОСТ 21354-87. Однако качественные показатели зубчатых передач, полученных по такому пути практически исчерпаны и не удовлетворяют современным требованиям. На рис.1 представлена общая структурная схема современных расчетов и изготовления эвольвентных зубчатых колес [3].

Рисунок 1. Общая структурная схема современных расчетов и изготовления зубчатых колес

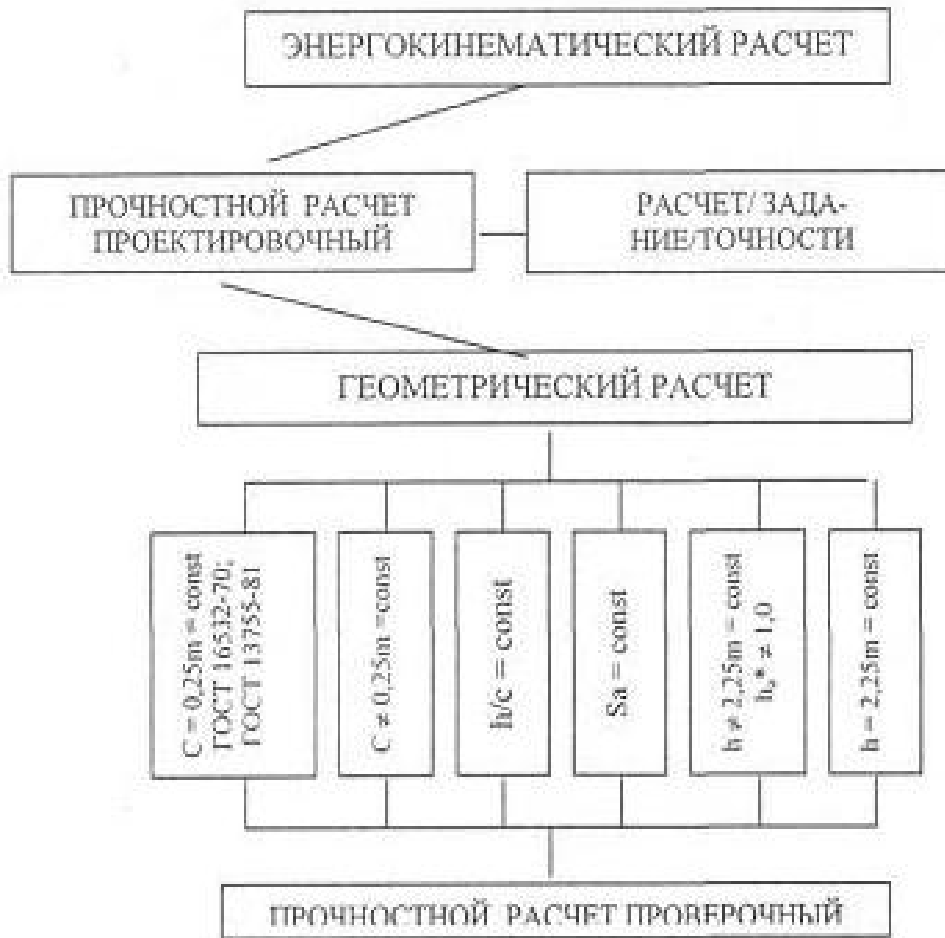
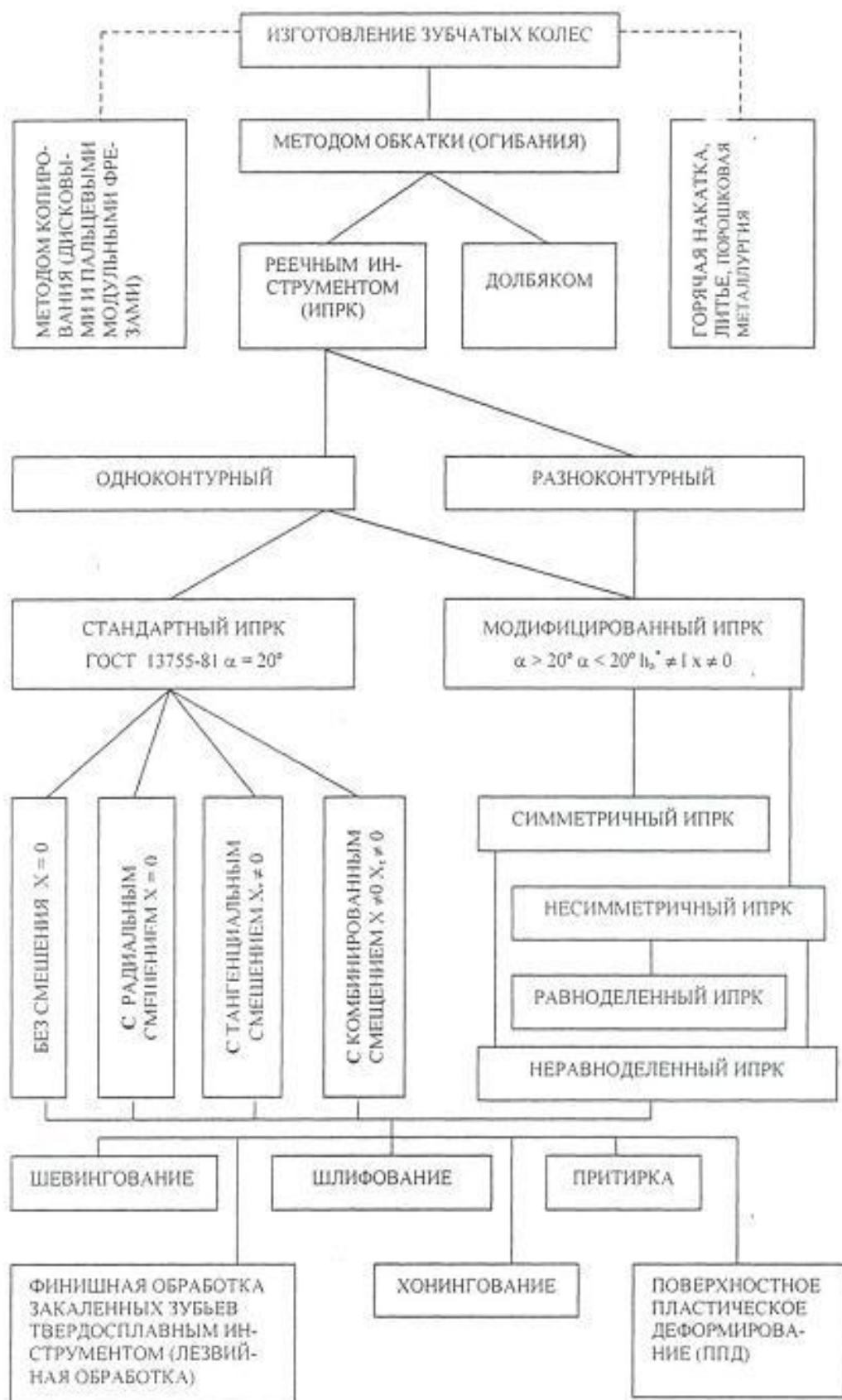


Рисунок 1. Общая структурная схема современных расчетов и изготовления зубчатых колес (продолжение)



Важнейшим средством в улучшении свойств и эксплуатационных показателей зубчатых передач является правильное назначение смещения режущего инструмента при нарезании зубьев. В этом процессе самым сложным является выбор числовых значений коэффициентов смещения. Влияние их на показатели зубчатого колеса и всей передачи, как известно, неоднозначно и найти такие коэффициенты смещения, чтобы передача оказалась оптимальной одновременно по всем показателям невозможно. Выигрывая в одном, всегда получается проигрыш в другом. Среди различных способов назначения коэффициентов смещения наилучшие результаты дает система блокирующих контуров [1,2,5]. Но эта система создана только для стандартного исходного контура по ГОСТ 13755-81 с $\alpha=20^\circ$

Определение оптимального угла профиля модифицированного ИПРК, а также его смещения во много раз сложнее, чем только определение смещения у стандартного ИПРК. Эту задачу можно решить, построив блокирующие контуры в системе координат $\alpha; X$ [4]. В пределах построенного блокирующего контура определяется точка, которая по качественным показателям наилучшим образом соответствует проектируемой передаче. Проектируя эту точку на оси координат получают: оптимальный угол α ИПРК и коэффициент его смещения X . Решение этой задачи требует большой вычислительной работы и выполнимо только на ЭВМ.

ВЫВОДЫ

1. Качественные показатели и прочностные свойства зубчатых передач практически исчерпаны при использовании ИПРК по ГОСТ 13755-81 и расчета геометрии зубчатых колес по ГОСТ 16532-70.
2. Дальнейшее совершенствование и повышение качественных показателей эвольвентной зубчатой передачи возможно только с применением новых методов расчета и изготовления зубчатых колес модифицированными ИПРК. Это особенно актуально для передач, имеющих зубчатые колеса с $z < 12$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э.** Расчет коррекции зубчатых колес с помощью блокирующих контуров. - Уфа. БАШ-НТОМашпром, 1958. - 190 с: ил.
2. **Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э.** Справочник по корригированию зубчатых колес. - М. - Свердловск.: Машгиз, 1962. - 215 с.
3. **Вагнер В.А., Звездаков В.П., Тюняев А.В., Шпак А.И.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – Барнаул: ОАО «ИПП «Алтай», 2007. – 744с.:ил.
4. **Лунев А.В., Звездаков В.П., Лунев А.А.** Способ установления угла главного профиля исходного производящего реечного контура и коэффициента его смещения при нарезании прямозубых зубчатых колес с малым числом зубьев внешней эвольвентной передачи с передаточным отношением, равным единице. Патент на изобретение № 2143622 с приоритетом от 29. 10. 98.
5. **Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского.** - М.: Машиностроение, 1986.-447 с: ил.

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

А. Лесненко А.- студент, Протопопов Е.А.- к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Любое техническое изделие, детали которого работают под нагрузкой, выходит из строя (ломается), как правило, при перегрузках. Это утверждение справедливо, начиная от детских игрушек и кончая самыми сложными современными машинами и механизмами.

Выбор оптимальных размеров несущих деталей и узлов при проектировании машин имеет огромное значение для создания рациональных машин и механизмов. Большую роль при проектировании машин имеет правильный выбор мощности различного типа двигателей, в частности, электродвигателей.

При выполнении курсовых проектов по курсу « Детали машин и основы конструирования », в соответствии с рекомендациями отечественной технической литературы, обычно определяется одно (среднее) значение требуемой мощности электродвигателя и одновременно с этим допускается определенное значение перегрузки электродвигателя, в частности, по Дунаеву П.Ф. допускаемая перегрузка составляет порядка 8 %. Мы считаем такую исходную установку не совсем правильной и вот почему. Известно, что требуемая мощность электродвигателя определяется как частное от деления мощности на валу машины на общий КПД привода

$$P_{\text{э потр.}} = P_{\text{м}} / \eta_{\text{общ}}$$

При этом общий КПД определяется одной усредненной цифрой, в то время как в таблицах значения КПД большинства механизмов задаются двумя цифрами: минимальной и максимальной. Определив потребную мощность $P_{\text{э потр.}}$ по усредненному значению общего КПД, мы тем самым исключаем не только какой-то запас мощности, но и рассчитываем все силовые детали машины по заведомо заниженным нагрузкам, которые при возросших нагрузках ломаются, а сам электродвигатель работает неустойчиво.

Поэтому мы считаем, что потребную мощность электродвигателя нужно принимать равной или даже чуть больше максимального значения от расчетного значения потребной мощности электродвигателя. И только в случае отсутствия близкого, но большего табличного значения выбирать потребную мощность электродвигателя следует в расчетном интервале потребных мощностей, при этом все равно стараясь приближаться к максимальному значению. Например, пусть расчетный интервал потребных мощностей составляет 6,9 ...5,2 кВт. В данном случае мы рекомендуем принять мощность электро-двигателя равной 7,5 кВт. В этом случае при разумных перегрузках электродвигатель работает устойчиво, машина быстро разгоняется до оптимальной скорости, а детали машины надежно работают без поломок длительное время. Эксплуатация в России импортных легковых автомобилей и автобусов тому яркое подтверждение.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ МИКРОПРОФИЛЯ ПРИ ОБРАБОКЕ СБОРНЫМИ ФРЕЗАМИ С НМП

Белов Е.Б. студент, Маркова М.И. к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Для современного уровня развития техники характерно усложнение используемых форм рабочих поверхностей деталей с одновременным повышением требований к их изготовлению. Используемые при этом математические модели, имитирующие реальный процесс обработки, должны учитывать физико-механические, геометрические и динамические параметры технологической системы, непосредственно влияющие на качество и точность обработанной поверхности.

В настоящее время, в связи с повышением требований к производительности механической обработки, с одной стороны, и с широким внедрением в промышленность компьютерной техники с другой, встал вопрос о пересмотре методов поиска наиболее эффективных схем формирования.

Современные компьютерные системы обладают огромными возможностями для совершенствования проектирования вообще и процесса проектирования эффективных схем механической обработки в частности. Они дают возможность с предельной быстротой и точностью решать самые сложные аналитические задачи, осуществлять анализ получаемых результатов, отыскивать оптимальные параметры для конструкции и, в конечном счете, позволяют полностью автоматизировать процесс проектирования.

В настоящее время для обеспечения возрастающих объёмов производства требуется значительное увеличение производительности труда на операциях механической обработки. При этом необходимо обеспечить высокое качество обработанной поверхности.

На данном этапе развития эти проблемы решаются путём увеличения режимов обработки и применения нового режущего инструмента. При этом режущие материалы должны иметь достаточную стойкость, а конструкция – оптимальную геометрию режущей кромки. Применяемое сегодня оборудование на предприятии не обладает характеристиками, необходимыми для обеспечения точности обработки и стойкости инструмента, поэтому проблема решается за счет повышения требований к инструменту, точности и жесткости конструкции.

Значительные трудности вызывает обработка фрезерованием труднообрабатываемых материалов. Обрабатываемые поверхности в некоторых случаях являются плоскими. Применяемые для этих операций торцевые напайные фрезы с пластинками из твердого сплава имеют низкую стойкость, поэтому для обработки этих деталей предложено применение сборных фрез с неперетачиваемыми многогранными пластинами.

Повышение режимов резания и улучшение качества обработки возможно за счет того, что конструктивные элементы фрезы и пластины изготовлены с высокой точностью.

Процесс формирования микропрофиля поверхности можно представить схемой (рисунок 1), на которой показана величина остаточных гребешков (h) после обработки сборными фрезами с квадратными неперетачиваемыми многогранными пластинами.

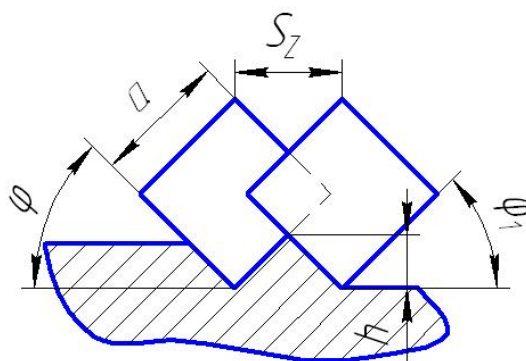


рисунок 1

Модель расчета величины шероховатости в зависимости от профиля зуба фрезы имеет следующий вид:

$$h = \frac{S_z}{\operatorname{ctg} \varphi + \operatorname{ctg} \varphi_1},$$

где \$S_z\$ – подача на зуб; \$\varphi, \varphi_1\$ – углы в плане.

Из практики фрезерования известно, что при применении круглых пластин (рисунок. 2), величина шероховатости значительно снижается. Высота остаточных гребешков может быть рассчитана как:

$$h = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{S_z}{2}\right)^2},$$

где \$R\$ – радиус пластины.

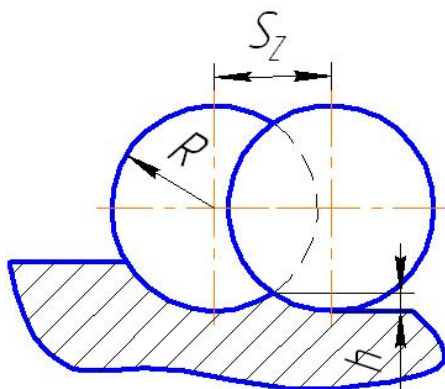


рисунок 2

Еще большие возможности по управлению процессом формирования микропрофиля открываются, если применить режущие зубья, имеющие различный радиус закругления главной и вспомогательной режущей кромки (рисунок 3).

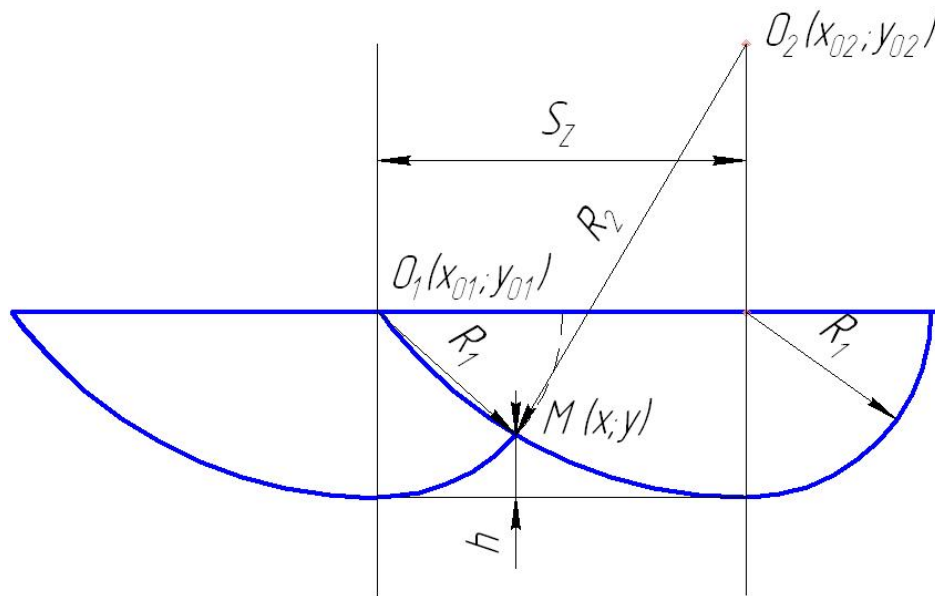


рисунок 3

Для определения высоты микронеровности необходимо решить систему уравнений:

$$\begin{cases} (x - x_{01})^2 + (y - y_{01})^2 = R_1^2; \\ (x - x_{02})^2 + (y - y_{02})^2 = R_2^2, \end{cases}$$

где R_1 – радиус закругления вспомогательной режущей кромки;
 R_2 – радиус закругления главной режущей кромки;
 x, y – координаты пересечения радиусов режущих кромок;
 $x_{01}, y_{01}, x_{02}, y_{02}$ – соответственно, координаты центров радиусов.

Высота остаточных гребешков определяется как: $h = R_2 - y$,

где $y = \max(y_1, y_2)$,

$$y_1 = \frac{-b - \sqrt{d}}{4a},$$

$$y_2 = \frac{-b + \sqrt{d}}{4a},$$

$$a = 1 + K^2,$$

$$b = 2Kl - 2y_{01} - 2x_{01}K,$$

$$d = b^2 - 4ac,$$

$$K = \frac{2y_{01} - 2y_{02}}{2x_{02} - 2x_{01}},$$

$$l = \frac{R_1^2 - R_2^2 - y_{01}^2 - x_{01}^2 + x_{02}^2}{2x_{02} - 2x_{01}},$$

$$c = y_{01}^2 + l^2 - 2y_{01}l + x_{01}^2 - R_1^2,$$

Приведенная модель позволяет определить высоту остаточных гребешков, которая в дальнейшем может быть использована при проектировании режущего инструмента в системах автоматизированного проектировании режущего инструмента и технологических процессах механической обработки поверхностей.