



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

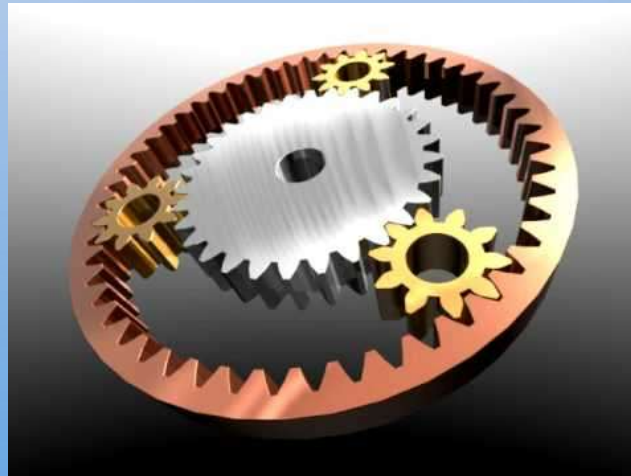
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА СИСТЕМЫ АВТОМАТИКИ

Работу выполнил:
студент гр. 4-33 Бакаев Д.А.
Руководитель:
к.т.н., доц. Колобов А.Б.

Иваново 2018

Задачи работы:

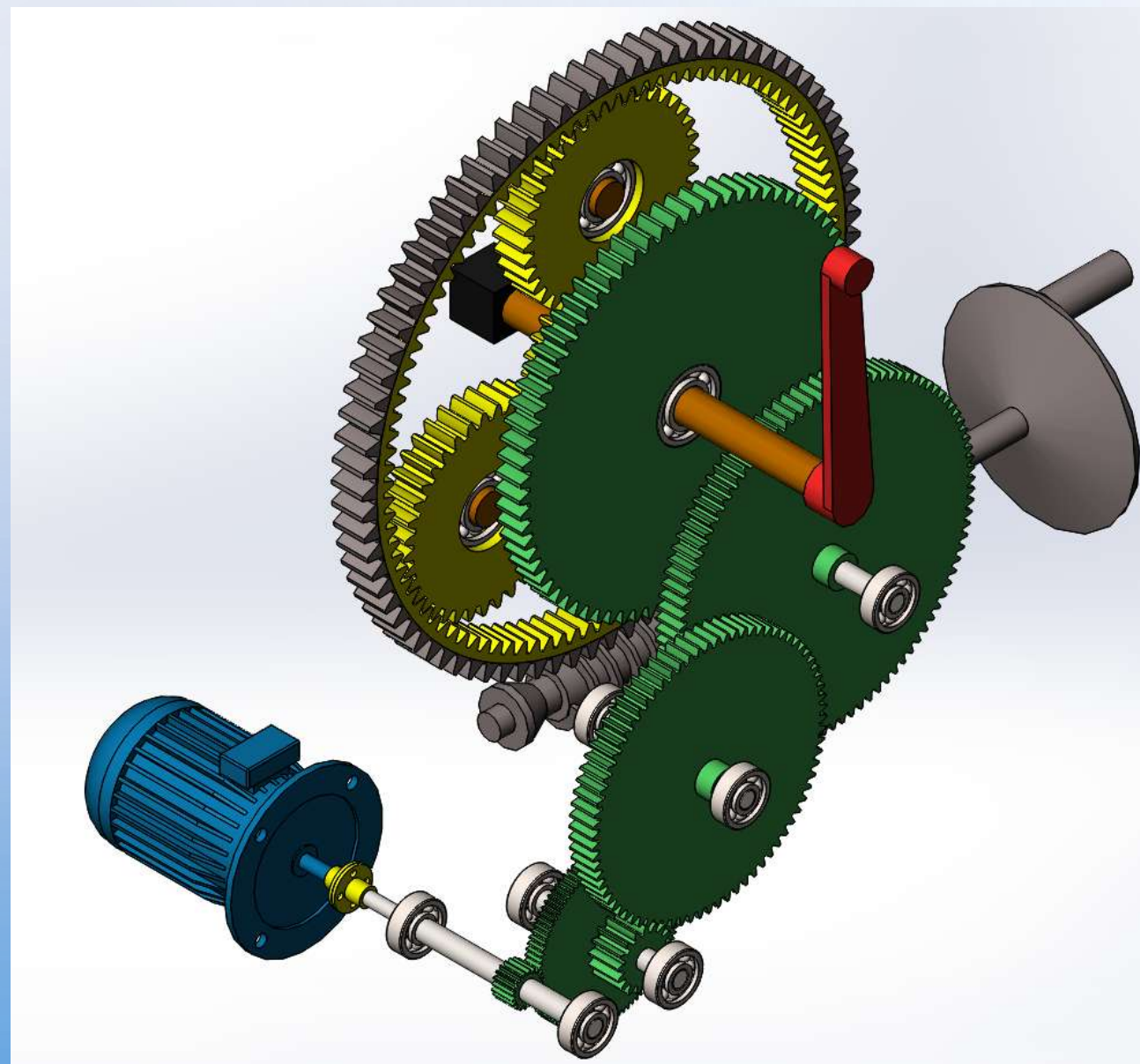
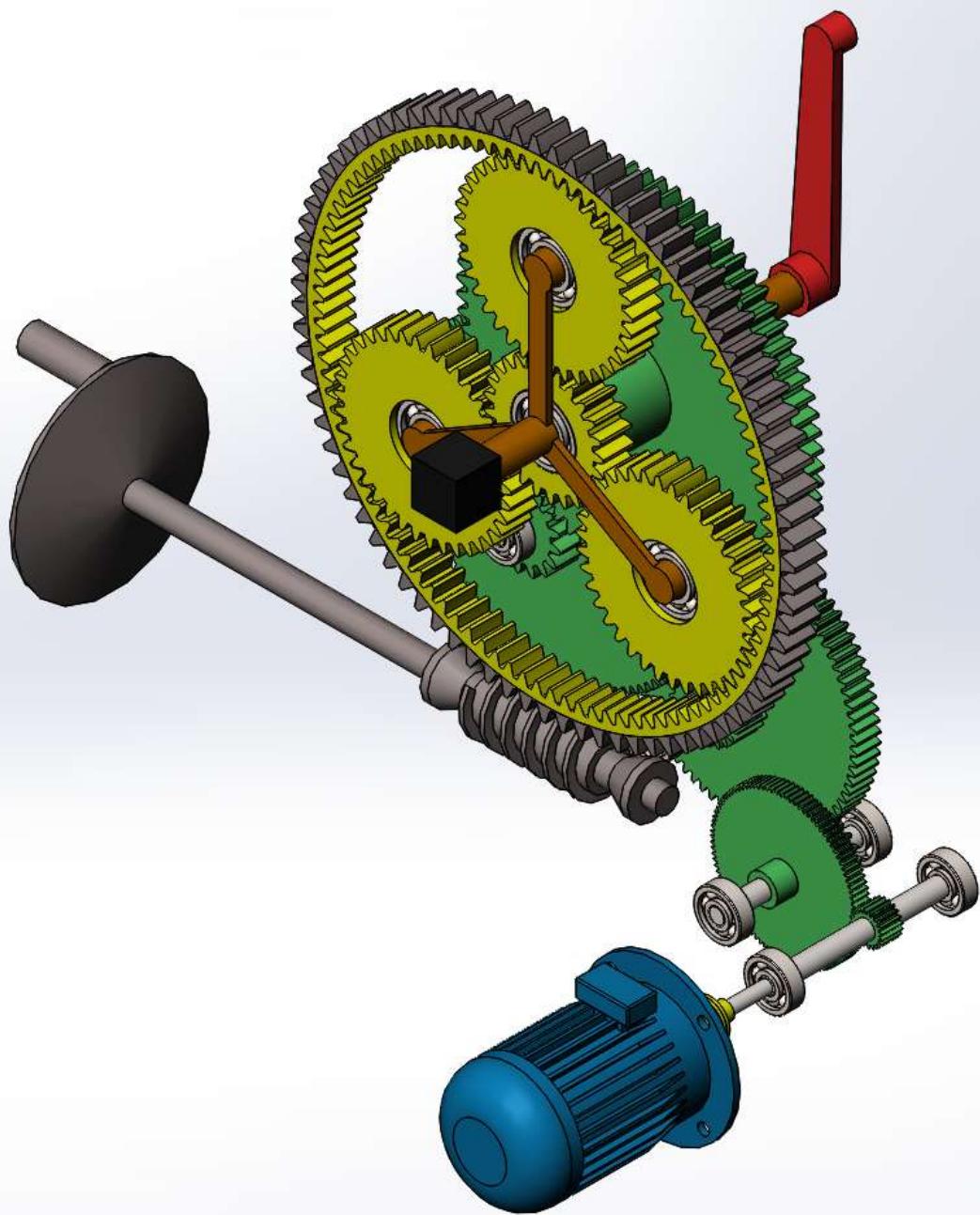
1. Разработка методики проектирования многоступенчатого редуктора исполнительного однооборотного механизма (ИОМ) постоянной скорости;
2. Разработка программы расчета в среде Mathcad;
3. Численный расчет 3 ступени редуктора в программном комплексе ANSYS Workbench.



Место ИОМ в структуре управления и регулирования



Кинематическая схема ИОМ



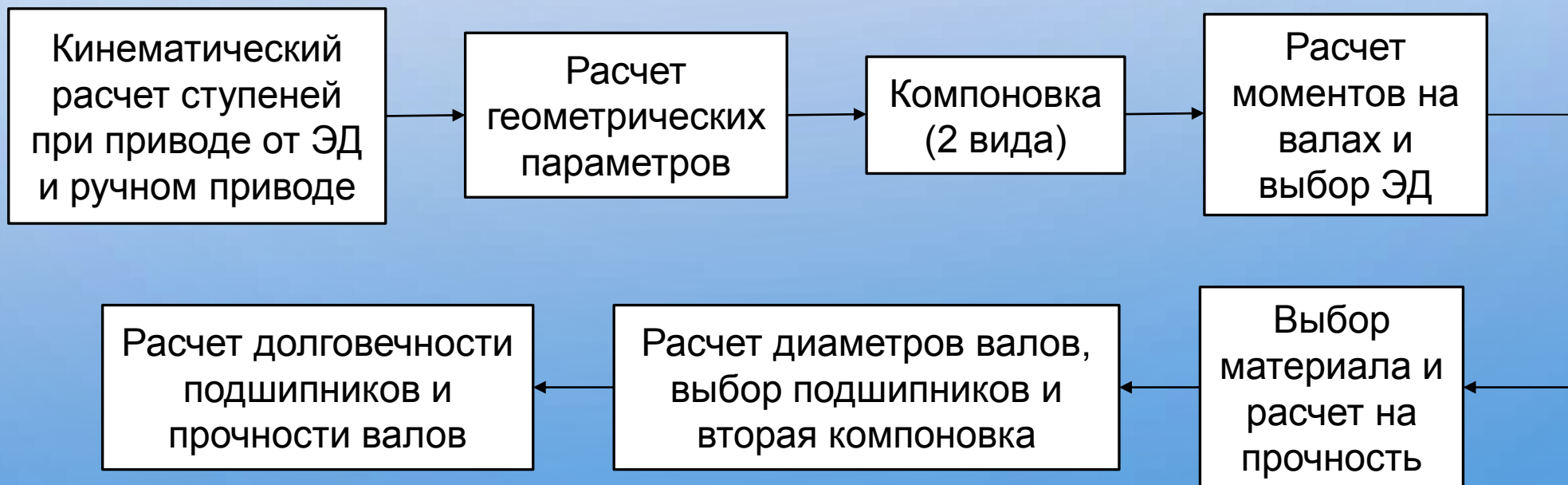
Концепция расчета и исходные данные

Поскольку ИОМ относится к приборным механизмам, то методически его проектирование отличается от проектирования силовых редукторов.

Исходные данные:

- Номинальный момент на выходном валу T_n [Н·мм];
- Номинальное время одного оборота выходного вала $t_{об}$ [с];
- Номинальная частота вращения ЭД $n_{1н}$ [об/мин];
- Кратность перегрузки γ .

Структура методики:



Особенности кинематического расчета при прямом приводе

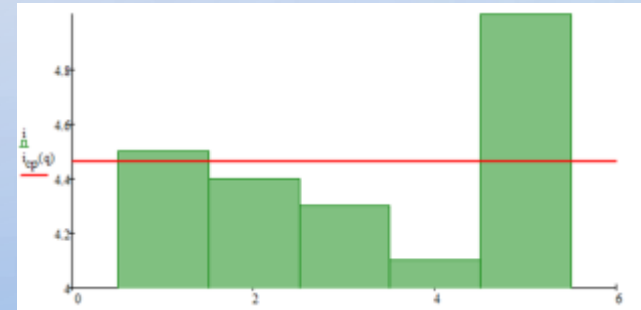
1) Определение общего передаточного соотношения:

$$\begin{cases} i_0 = \frac{n_{1H}}{n_H} \\ i_0 = i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{3'4} \cdot i_{4'5} \cdot i_{пл} \end{cases};$$

2) Определение среднего передаточного отношения кинематических звеньев: $i_{cp} = \sqrt[5]{i_0}$;

3) Рекомендации по выбору передаточных соотношений:

- $i_{ц} \leq 6$; $i_{пл} \leq 8$;
- $i_{12} > i_{2'3}, i_{3'4}, i_{4'5}$;
- $i_{пл} \geq i_{12}$ и $i_{пл} \in Z$;
- $i_{2'3}, i_{3'4}, i_{4'5}$ близки к i_{cp} .



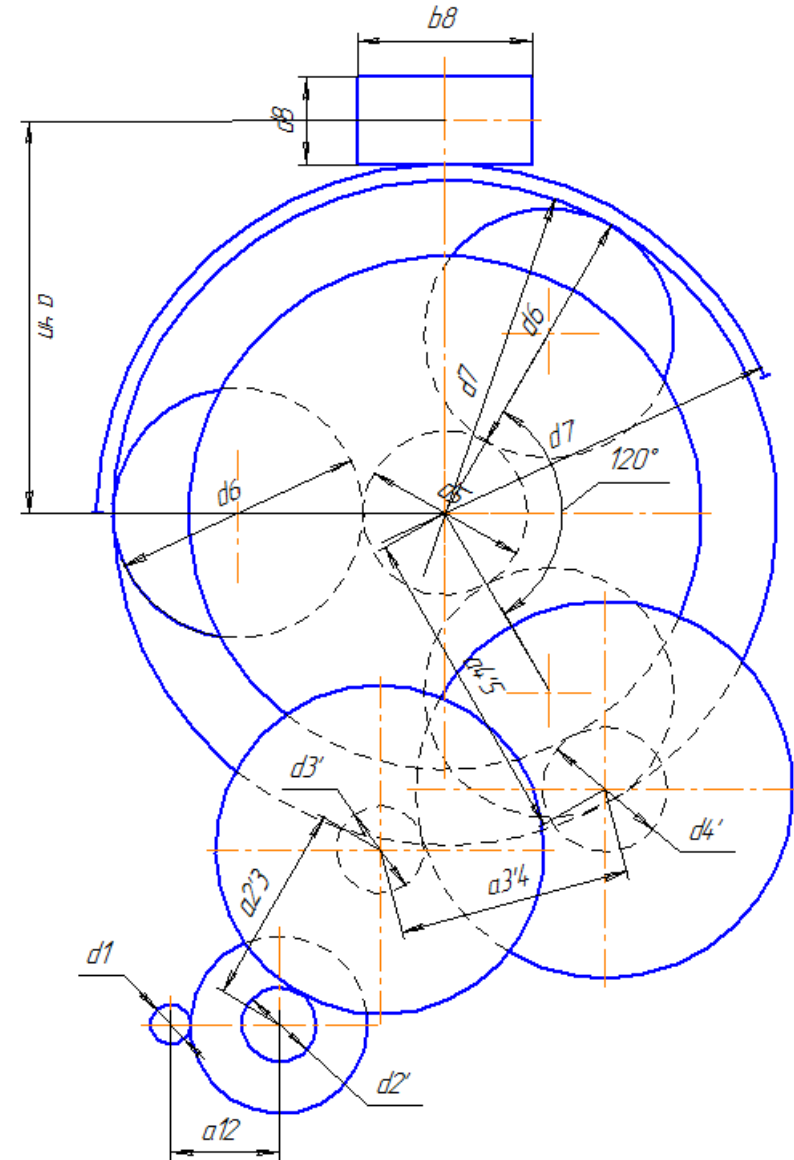
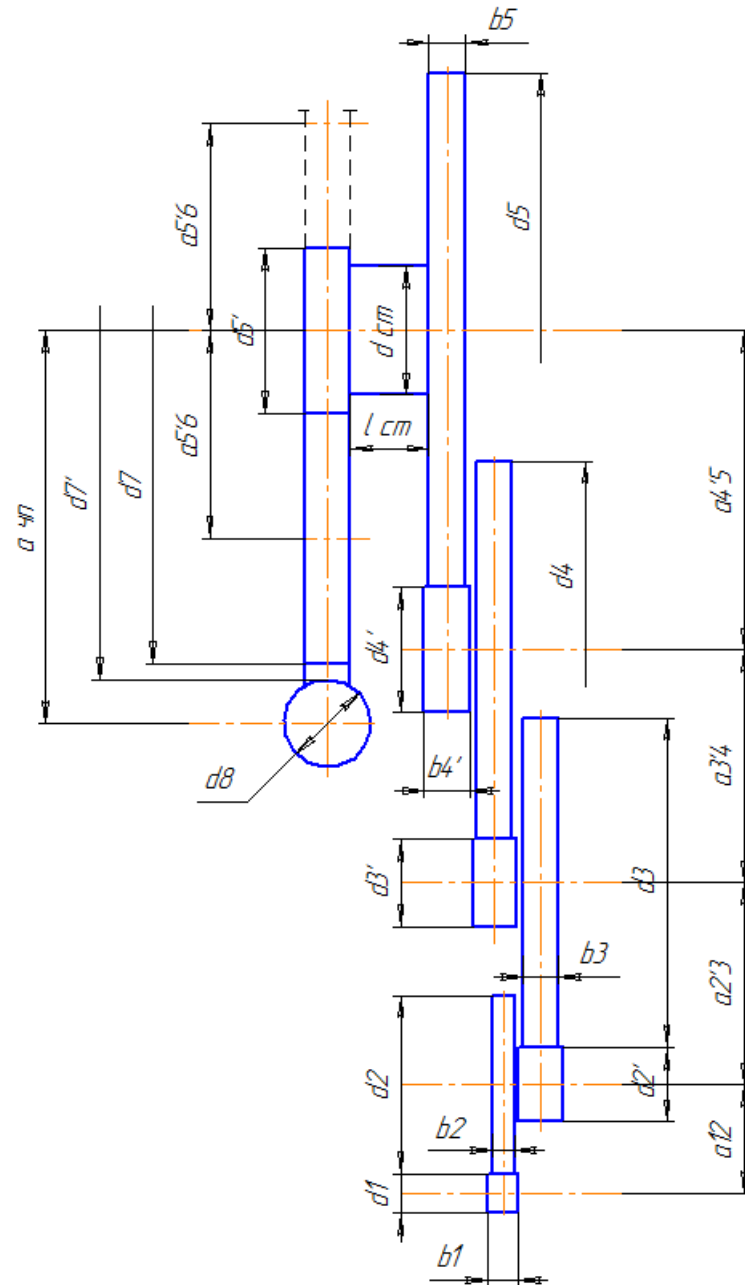
4) Правильность выбора зубьев планетарной передачи проверяется по выполнению условий:

- Условие вхождения зубьев в зацепление при равных углах расположения сателлитов;
- Условие соседства;
- Условие соосности.

5) Нормирование погрешности действительного передаточного отношения: $\Delta = \frac{|i_{0д} - i_0|}{i_0} \cdot 100$

- Отклонение не должно превышать 1%.

Предварительная компоновка



Особенности выбора ЭД

Учитывая номинальный момент на выходном валу, рассчитывается момент на ступице колеса 5 последней ступени цилиндрической передачи по выражению: $T_5 = \frac{T_H}{i_{пл} \cdot \eta_{пл} \cdot \eta_{пк}^2};$

Аналогично ведется пересчет моментов на остальных валах.

Требуемая мощность ЭД должна быть не менее: $N_{тр} \geq \frac{T_1 \cdot n_{1н}}{9750};$



Необходимые требования при выборе ЭД:

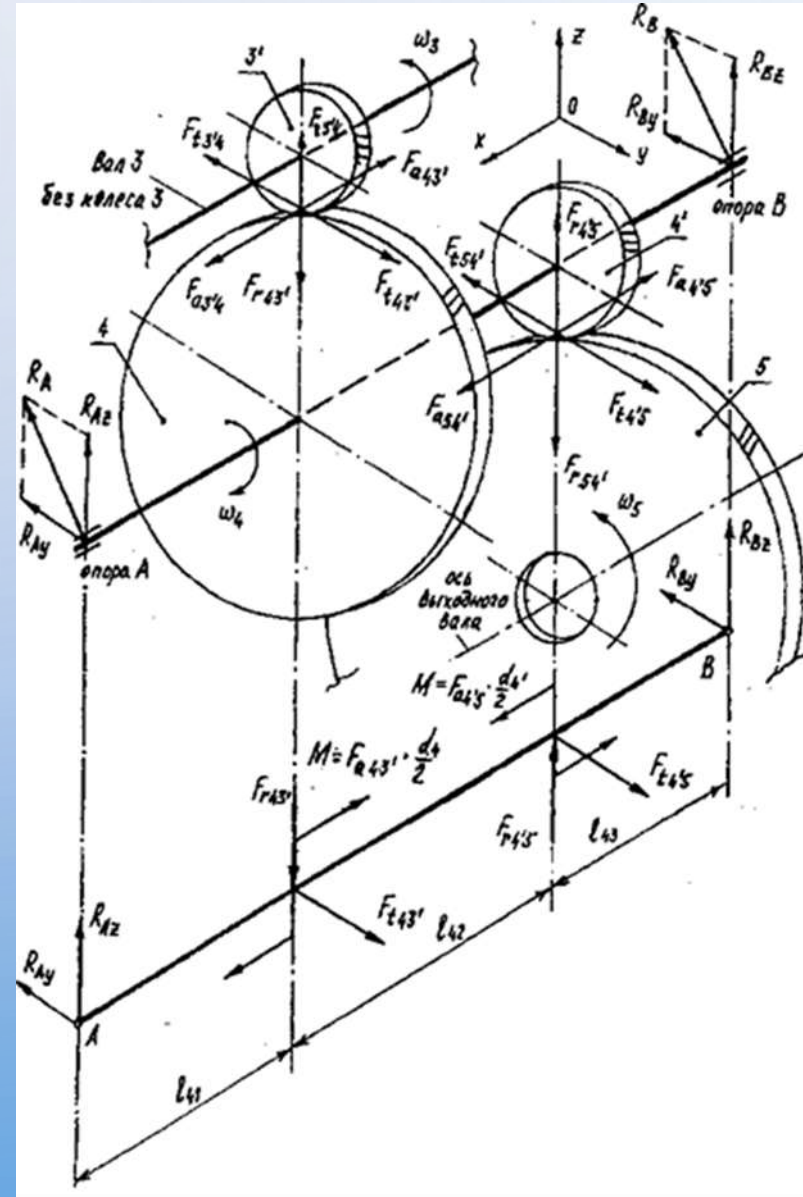
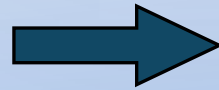
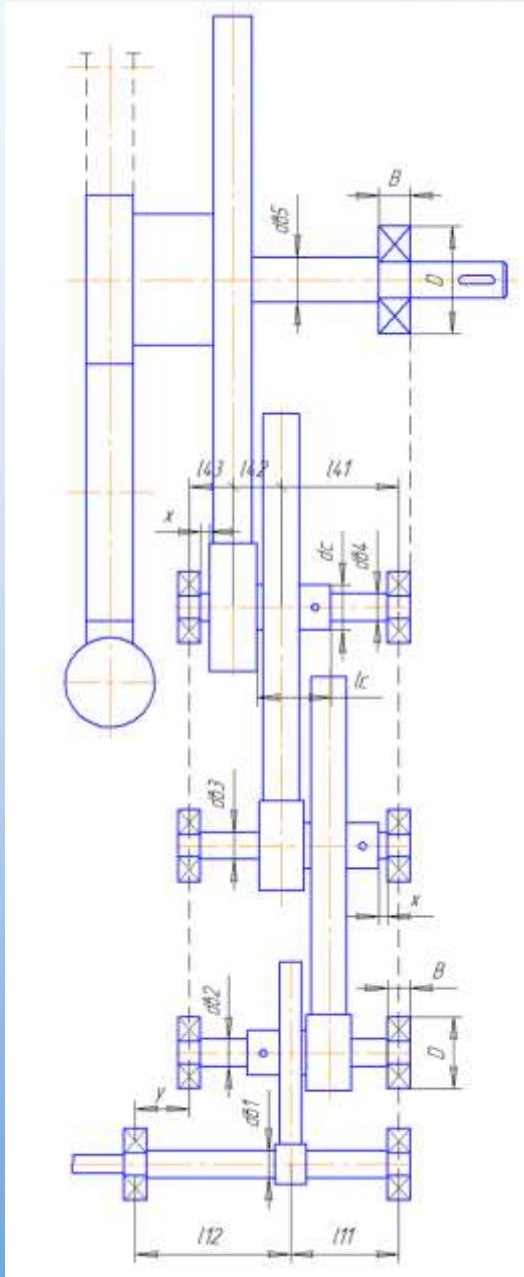
- Номинальная частота вращения $n_{1н}$ ЭД должна быть равна заданной в исходных данных;
- Номинальная мощность ЭД $N_{ном}$ должна быть не меньше требуемой $N_{тр}$;
- Номинальный момент ЭД $T_{ном}$ должен быть не меньше момента на ведущем валу редуктора T_1 ;
- Допустимая перегрузка g не должна превышать заданную перегрузку γ .

При ручном приводе момент на валу червяка определяется по выражению: $T_{чп} = \frac{T_H}{i_{чп} \cdot i_{лп} \cdot \eta_{чп} \cdot \eta_{пк}^2 \cdot \eta_{лп}};$

Принимая предельную частоту вращения человеком ручки привода $n_{ч} = 60 \left[\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right]$, определяем мощность, необходимую для проворота червяка: $N_{чп} = \frac{T_{чп} \cdot n_{ч}}{9750};$

При этом надо учитывать, что наибольшая мощность, которая может быть развита человеком, не должна превышать 0,1 л.с. (73,5 Вт).

Вторая компоновка



Особенности расчета валов на прочность

При работе валы испытывают сложное напряженное состояние, вызванное одновременным действием кручения и изгиба, поэтому выполняется расчет на статическую прочность.

Для опасного сечения вала, которое определяется по эпюрам изгибающих моментов, эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв max}}$ может быть определено с использованием следующих гипотез:

- Третья гипотеза прочности (наибольших касательных напряжений):

$$\sigma_{\text{экв max}}^{\text{III}} = \sqrt{\sigma_u^2 \text{ max} + 4\tau_{\text{max}}^2}$$

- Четвертая гипотеза прочности (энергетическая):

$$\sigma_{\text{экв max}}^{\text{IV}} = \sqrt{\sigma_u^2 \text{ max} + 3\tau_{\text{max}}^2}$$

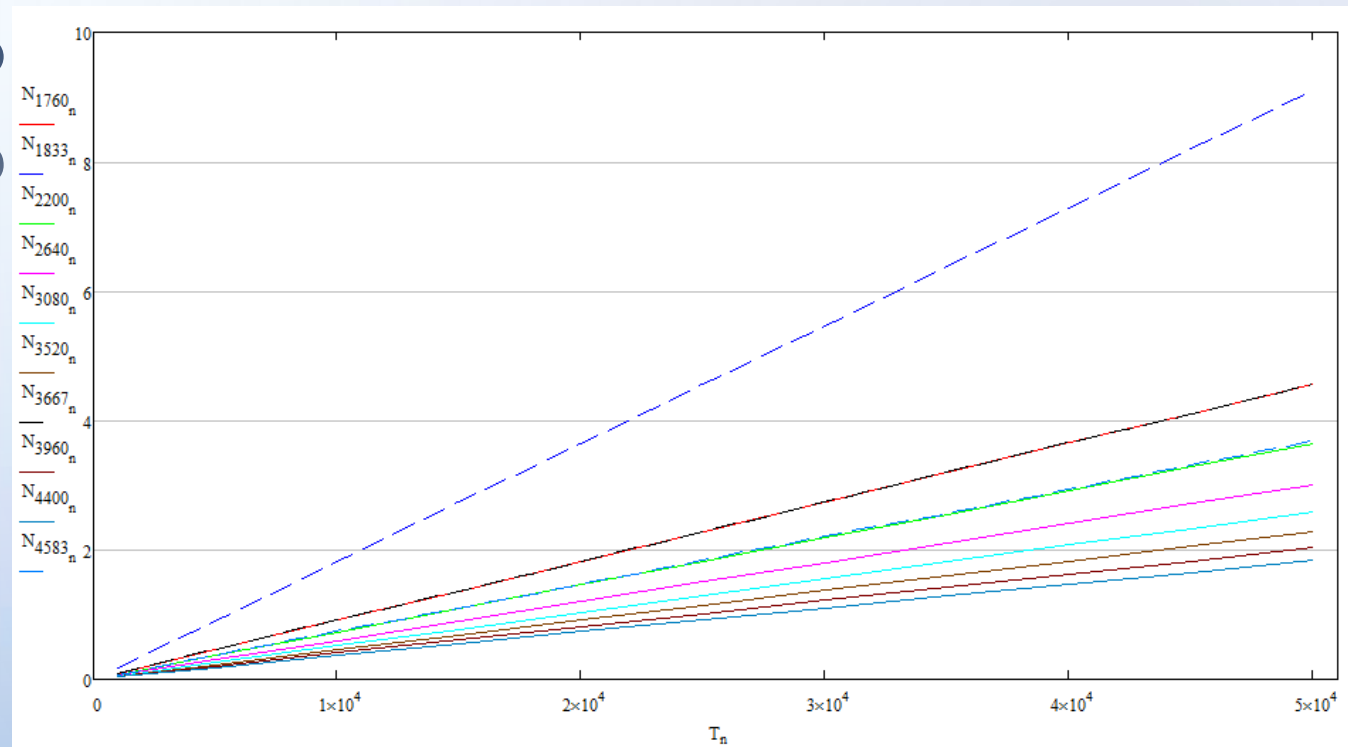
Нормальные и касательные напряжения в опасных сечениях вычисляются по выражениям:

$$\sigma_u \text{ max} = \frac{M_u \text{ max}}{W_u}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{W_0}$$

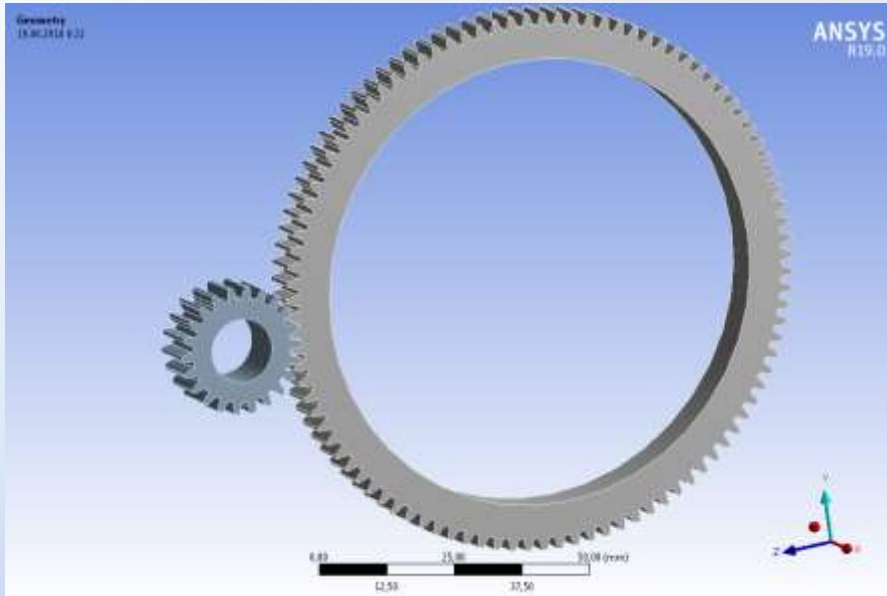
Условие прочности вала: $\sigma_{\text{экв max}} \leq [\sigma]$

Разработка программы расчета в среде Mathcad

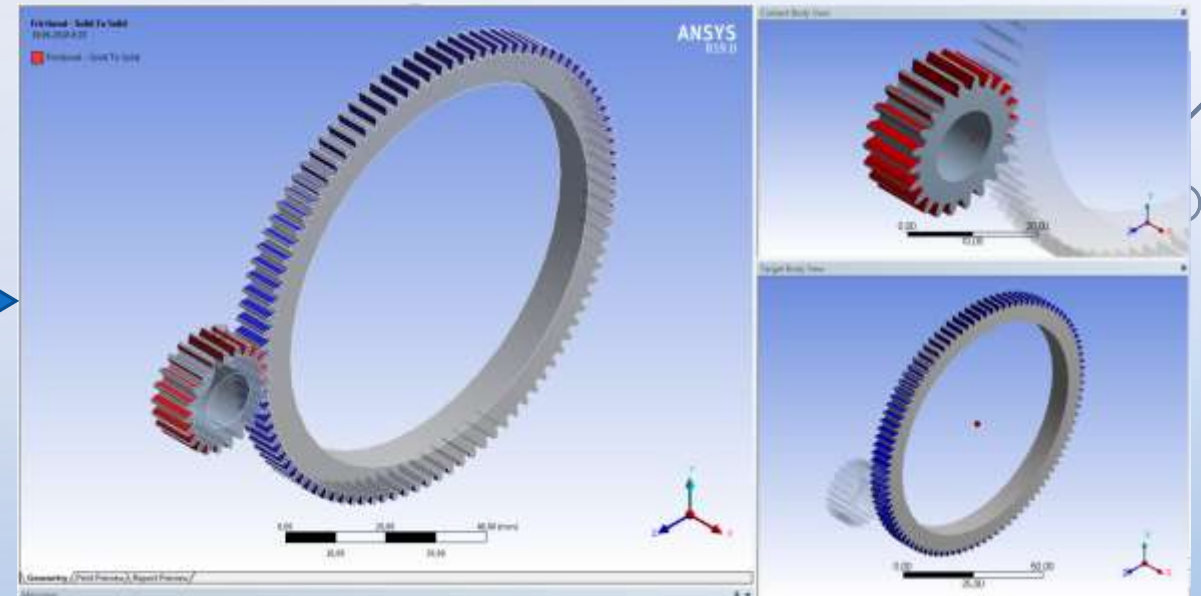


i_0	i_{cp}	i_{12}	$i_{2/3}$	$i_{3/4}$	$i_{4/5}$	$i_{пл}$
1760	4,46	4,5	4,4	4,3	4,1	5
1833	4,49	4,6	4,5	4,3	4,1	5
2200	4,66	4,8	4,6	4,5	4,4	5
2640	4,83	5	4,9	4,7	4,6	5
3080	4,99	5,2	4,8	4,6	4,5	6
3520	5,12	5,2	5	4,8	4,7	6
3667	5,16	5,2	5	4,9	4,8	6
3960	5,24	5,4	5,2	4,9	4,8	6
4400	5,35	5,4	5,3	5,1	5	6
4583	5,4	5,4	5,3	5,2	5,1	6

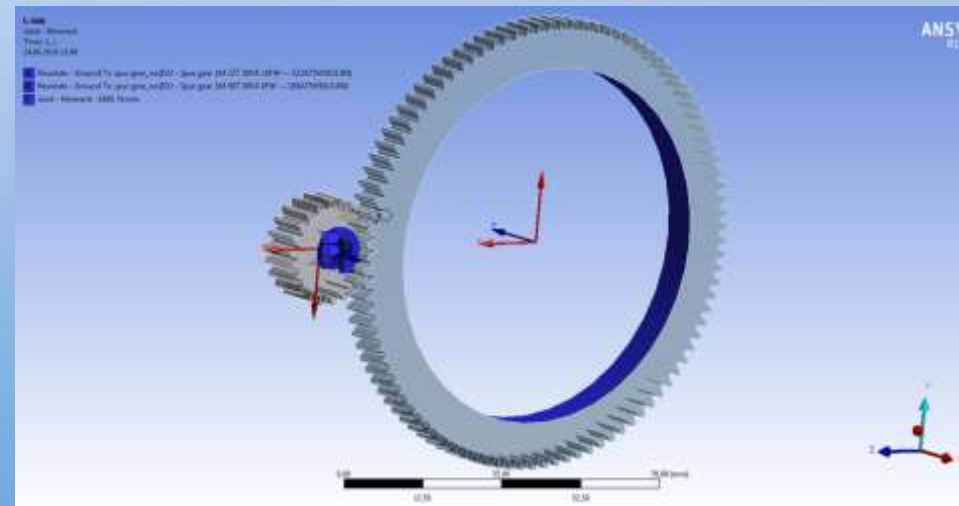
Численный расчет в ANSYS Workbench



Создание и подготовка модели

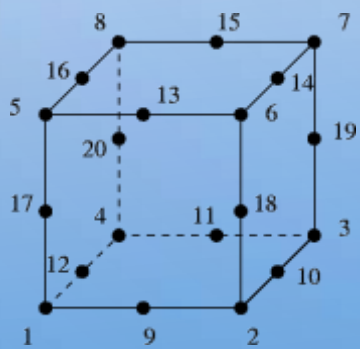
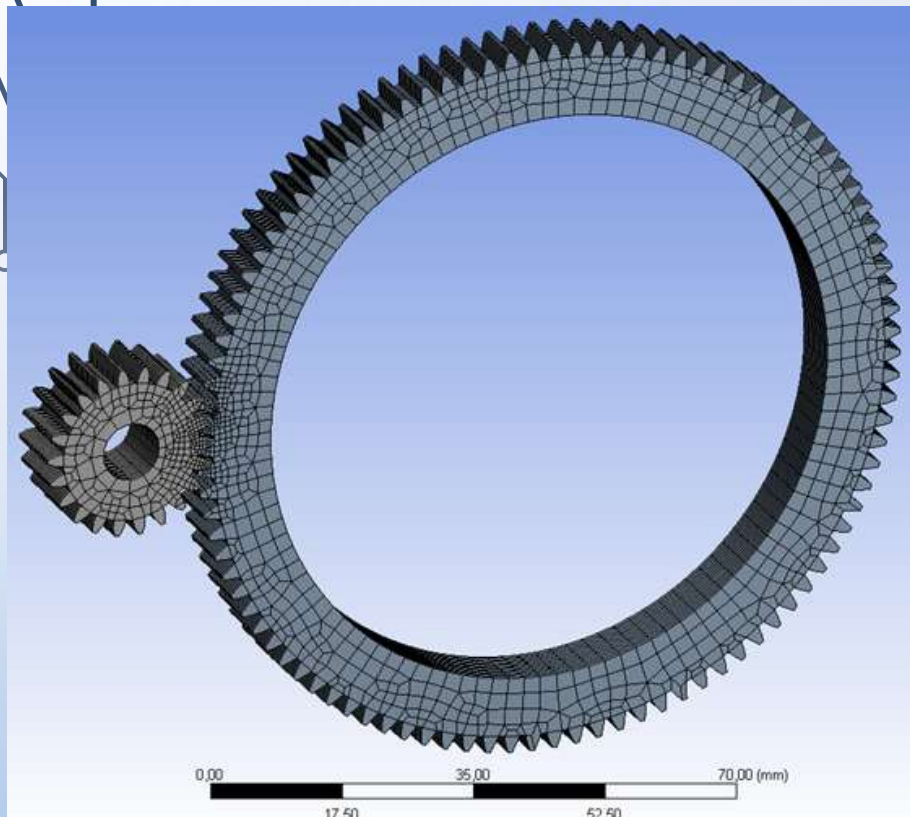


Создание контакта между деталями

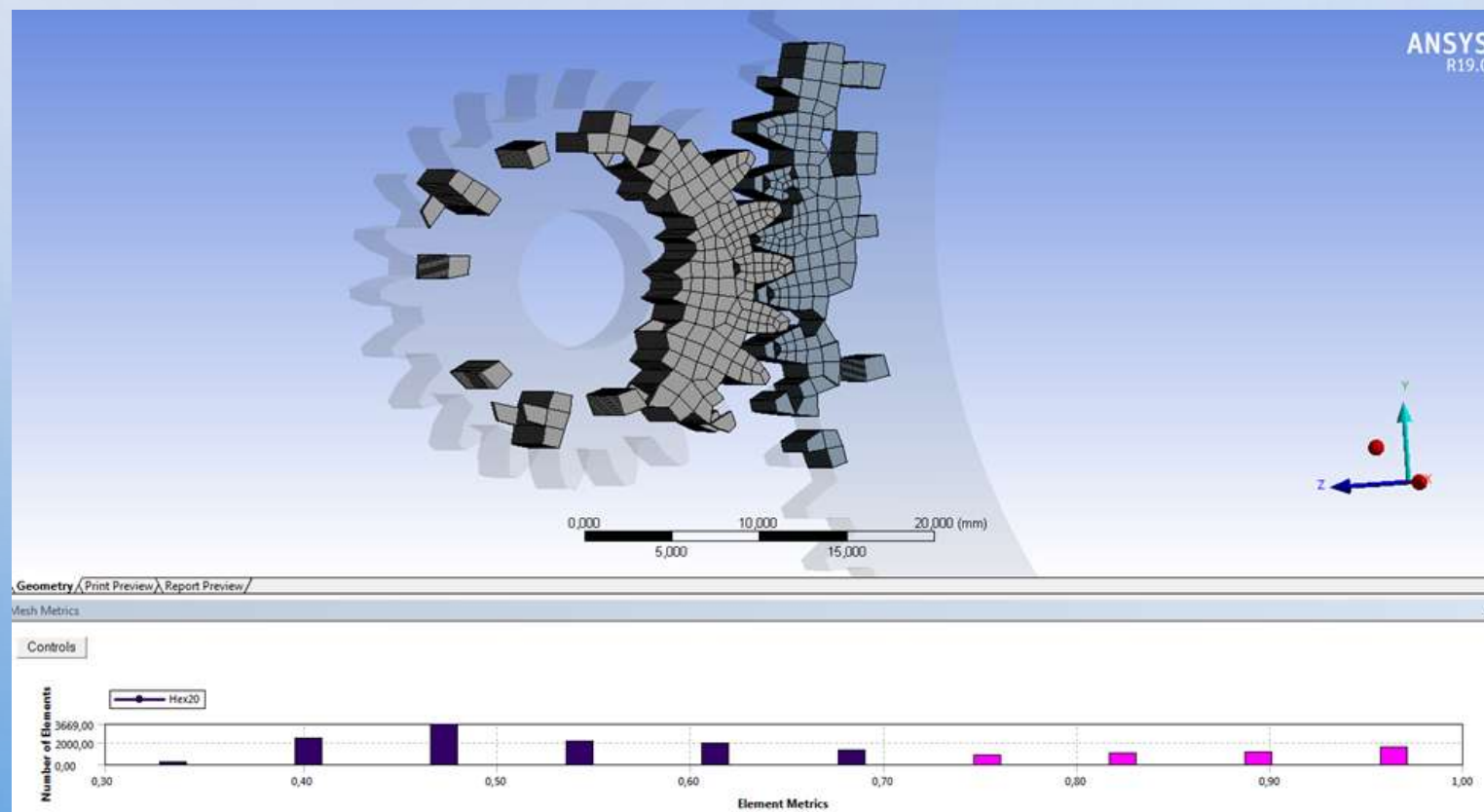


Граничные условия и нагрузки

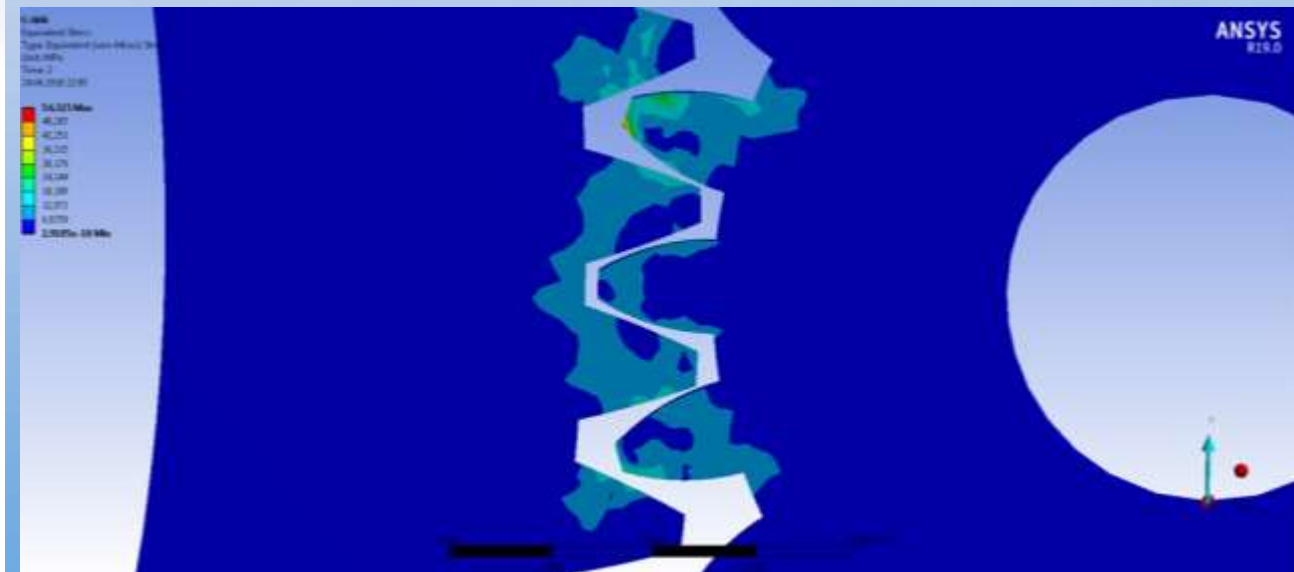
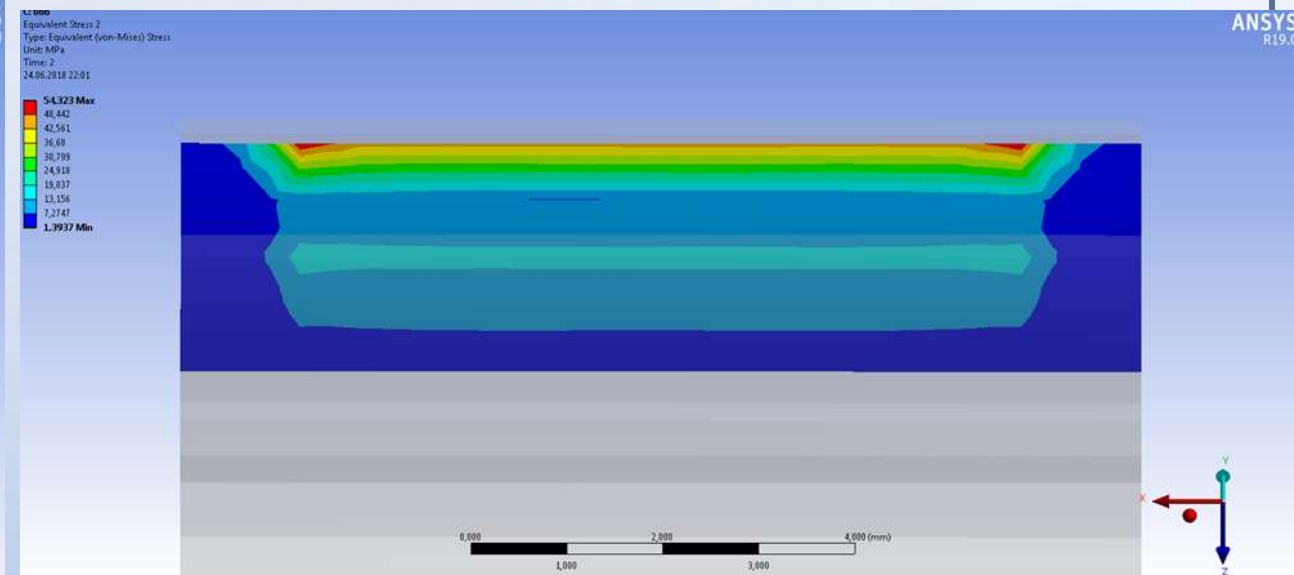
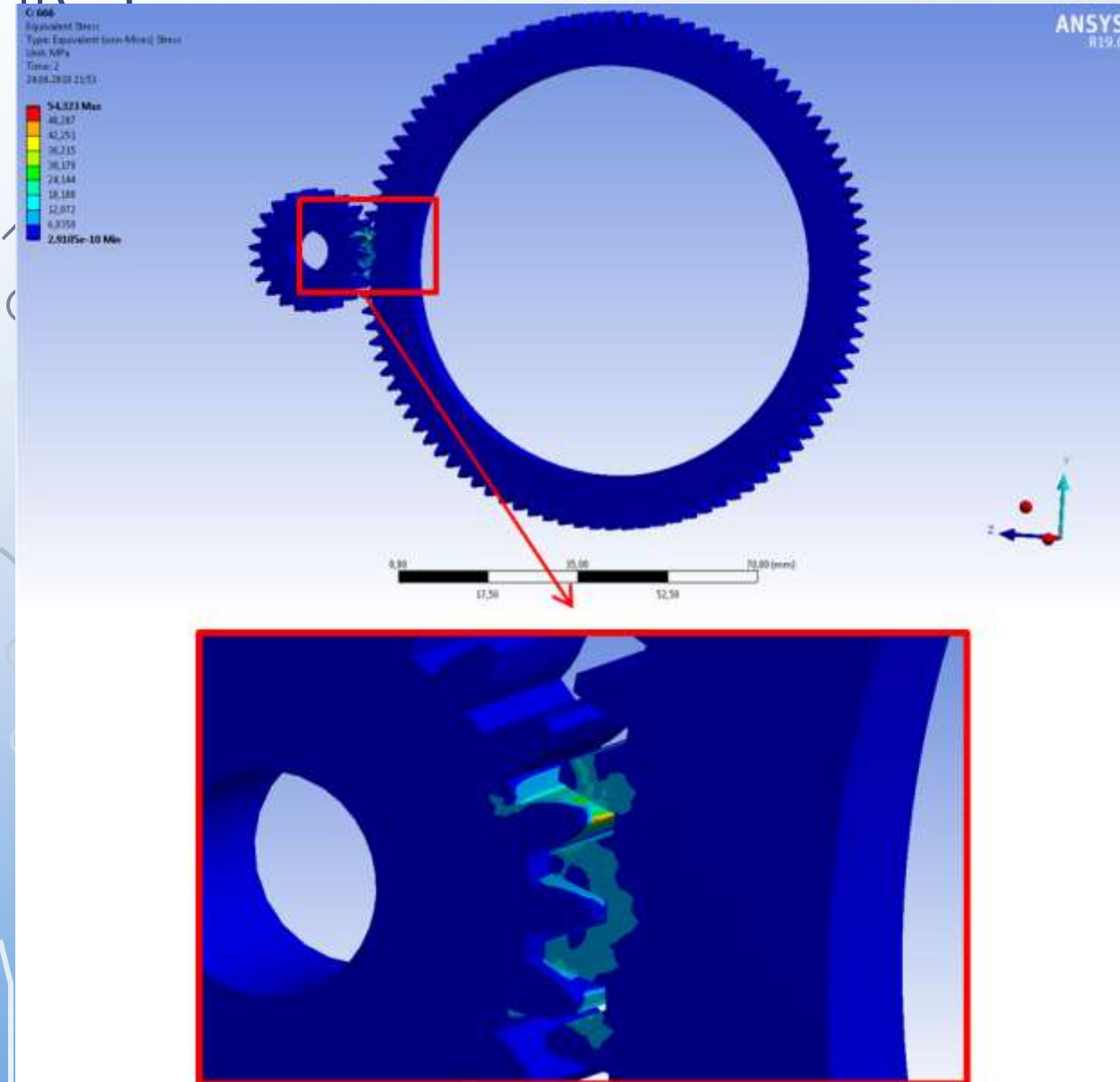
Создание конечно-элементной сетки



Тип элемента Hex20



Результаты расчета



Заключение

В результате проделанной работы, получены следующие результаты:

- Разработана методика расчета исполнительного однооборотного механизма, включающая в себя кинематический расчет, расчет основных геометрических параметров зубчатых передач и их проверки на прочность, выбора ЭД, расчеты и проверки на прочность валов и проверки долговечности опорных подшипников;
- Произведен многовариантный расчет при различных исходных данных с целью корректного задания технических параметров для проектирования. Результаты использованы в учебном процессе и показали успешное овладение студентами основ предложенной методики;
- Разработанная программа расчета ИОМ в среде Mathcad позволяет улучшить технологию проектирования;
- Численный расчет зубчатой передачи, выполненный в программном комплексе ANSYS Workbench, позволяет получить напряжения в зацеплении зубчатых колес и многие другие параметры, расчет которых затруднителен при аналитическом расчете.

Методика расчета совместно с численным моделированием может быть использована при выполнении курсовых работ и проектов по ряду учебных дисциплин профиля «Динамика и прочность сложных механических систем».