

УДК 621.88

В. И. Липовский

Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара

## ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЕЛИЧИНЫ НАТЯГА В СИСТЕМЕ «ВАЛ-РОТОР» ГИРОДИНА

У статті представлена уточнююча інженерна методика розрахунку величини натягу у системі вал-ротор силового гіроскопу космічного літального апарату. Розглянуто приклад розрахунку натягу.

*Ключові слова:* вал, ротор, натяг, пресове з'єднання, силовий гіроскоп, дотичні напруження, деформації.

В статье предложена инженерная методика уточненного расчета значения величины натяга в системе вал-ротор силового гироскопа космического летательного аппарата. Рассмотрен пример расчета натяга.

*Ключевые слова:* вал, ротор, натяг, прессовое соединение, силовой гироскоп, контактные напряжения, деформации.

Engineering methodology of calculation of negative allowance value in the system shaft-rotor of power gyroscope of space vehicle is specified in this article. The example of calculation of negative allowance is considered as well.

*Keywords:* shaft, rotor, negative allowance, pressure coupling, power gyroscope, pin tensions, deformations.

Объектом исследования является система вал-ротор силового гироскопа - гиродина. Гиродин при относительно низкой потребляемой мощности позволяет создать большие управляющие моменты для космического летательного аппарата (КЛА). Направление создание более сложных

---

© В. И. Липовский, 2014

динамических космических систем определяет необходимость в больших управляющих моментах КЛА. Величина моментов управления КЛА определяется кинетическим моментом гиродина. Увеличение управляющего момента при неизменной массе силового гироскопа возможно за счет изменения угловой скорости вращения ротора. Увеличение угловых скоростей вращения ротора приводит к ослаблению поверхностного давления в соединении за счет действия центробежных сил. В работе предложена инженерная методика расчета величины натяга в соединении вал-ротор гиродина с учетом действия центробежных сил и неравномерного распределения сил давления на посадочной поверхности.

**Инженерная методика.** Используемые в настоящее время инженерные методики расчета узла соединения системы вал-ротор [1,2] основываются на

допущении о равномерности контактного давления по всей поверхности соединения. Расчет цилиндрического соединения с натягом предполагает вычисление необходимого значения величины допуска для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых элементов конструкции. Необходимая величина натяга определяется давлением  $p$  на посадочной поверхности. С точки зрения прочности соединения величина натяга должна быть такой, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил и моментов. Величина давления  $p$  может быть вычислена приближенно из условия прочности соединения, а именно:

- при нагружении соединения внешней сдвигающей силой  $F_a$  :

$$F_a \leq \pi * d * l * p * f / s, \quad p \geq (s * F_a) / (\pi * f * d * l).$$

Здесь  $d$  диаметр вала,  $l$  - длина посадочной поверхности,  $f$  коэффициент трения и  $s$  – коэффициент запаса сцепления, он принят равным 2.

- при нагружении соединения вращающимся моментом  $M$ :

$$M \leq \pi * d * l * p * f * d / (2 * s), \quad p \geq (2 * s * M) / (\pi * f * d^2 * l)$$

- при одновременном нагружении моментом вращения и сдвигающей силой расчет выполняют по равнодействующей силе:

$$F = \sqrt{\left(\frac{2M}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \frac{\pi * d * l * p * f}{s}$$

$$p \geq (s * F) / (\pi * f * d * l).$$

Расчет необходимого для сцепления давления выполняется по представленным формулам. Поскольку ротор вращается со значительной угловой скоростью, то давление на посадочной поверхности может быть ослаблено центробежными силами. Поэтому расчетное посадочное давление  $p$  необходимо увеличить на величину напряжений растяжения от центробежных сил на том же радиусе целой детали  $p_f$ . Учет влияния центробежных сил можно выполнить по известному решению о величине напряжений возникающих во вращающемся диске [3]. Величина посадочного давления должна быть увеличена на значение радиального напряжения, возникающего в зоне соединения. Величина этого напряжения определится соотношением:

$$p_r = \sigma_{r=d} = \frac{\gamma * \omega^2}{8 * g} * (3 + \mu) * (d_2^2 - d^2).$$

Здесь  $\frac{\gamma}{g}$  - удельная масса материала диска,  $\omega$ - угловая скорость вращения.

Сумма давлений обеспечивающих передачу усилий и ослабления соединения из-за центробежных сил определяет расчетное посадочное давление  $p_0$  т.е.  $p_0 = p + p_f$ . Расчетное посадочное давление  $p_0$  связано величиной номинального натяга  $N$  (мкм) зависимостями Ляме [2]:

$$N = 10^3 * p_0 * d \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad \text{где}$$

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1, \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2.$$

Здесь  $d$  - посадочный диаметр,  $d_1$  - диаметр отверстия охватываемой детали ( в нашем случае для сплошного вала он равен 0 ),  $d_2$  - наружный диаметр охватывающей детали ротора,  $E_1 = E_2 = E$  - модули упругости материала соответственно охватываемой и охватывающей деталей  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$  - коэффициенты Пуассона вала и ступицы ротора.

Поскольку поверхность соединения вала и ротора имеет заданную шероховатость, то натяг посадки должен быть больше номинального натяга на величину обмятия микронеровностей. Значение этого обмятия будет равно сумме высот микронеровностей профиля вала и ротора:  $U = 5,5 * ( Ra_1 + Ra_2 )$ , где  $Ra_1$ ,  $Ra_2$  – высота среднеарифметического отклонения микронеровностей (мкм) вала и ротора. С учетом микронеровностей величина натяга равна:  $N_{max} = N + U$ .

Представленные закономерности являются исходными данными для выполнения уточнения величины натяга системы вал-ротор силового гироскопа. Учет неравномерности распределения напряжений в зоне контакта можно выполнить при помощи численных методов расчета. В основе метода расчета напряженно-деформированного состояния системы «вал-ротор» заложен закон минимума потенциальной энергии упругого деформирования. Он формализован при помощи метода конечных элементов пакетом прикладных программ ANSYS Mechanical [5]. Численная реализация решения данной задачи позволяет определить более точно зону контакта, распределение контактных напряжений и распределение сил трения в зоне контакта. Алгоритм инженерного расчета с использованием данного пакета следующий :

1. Задаются исходные данные - геометрия соединения, материал, его свойства, значение передаваемых нагрузок и значение шероховатостей вала и ротора:  $d, l, d_1, d_2, F_a, M, F, \mu_1, \mu_2, \mu, E_1, E_2, E, Ra_1, Ra_2$ .

2. Определяется значение необходимого контактного давления  $p, p_f, p_0$ .

3. Рассчитывается номинальный натяг  $N$ , поправка на обмятие микронеровностей, минимальный натяг  $N_{min}$ .

4. Строится, конечно-элементная, параметрическая модель соединения вал-ротор и выполняется расчет напряженно-деформированного состояния соединения с исходными значениями минимального натяга. Изменяемым параметром является величина натяга в соединении. По результатам расчета соединения, определяются контактные напряжения, зона контакта и распределение сил трения.

5. Уточнение величины натяга выполняется на основе численного эксперимента для соединения вал-ротор. На каждом этапе расчета выполняется изменение конечно-элементной модели и расчет напряженно-деформированного состояния конструкции при изменении значения натяга с

шагом равным 0,005 мм. Критерием работоспособности соединения принято наличие зоны контакта без скольжения. По этим расчетам определяется минимальный натяг посадки. Площадь этой зоны принята равной 25% всей площади соединения. Максимальная величина натяга посадки определяется условиями прочности конструкции. Возникающие максимальные напряжения в конструкции не должны превышать значения предела текучести. Однако, значение максимальной величины натяга определяют минимальным из стандартного ряда полей допусков. Это требование не превышения максимального значения величины натяга вызвано технологическими требованиями к предварительному нагреву ротора и охлаждению вала при сборке соединения.

6. Выбор величины поля допуска в системе вала и отверстия выполняется в порядке возрастания натяга: H7/p6; H7/r6; H7/s6; H7/t7;...H8/z8.

**Пример.** В качестве примера рассмотрена система вал-ротор, изготовленная из материала сталь 65С2ВА. Механические характеристики материала следующие [4]: предел прочности  $\sigma_b = 1860 \text{ МПа}$ , предел текучести  $\sigma_{0.2} = 1665 \text{ МПа}$ ,  $\delta = 5\%$ , модуль Юнга  $E = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$ , коэффициент Пуассона  $\mu = 0.3$ , плотность  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ . Коэффициент трения в местах соединения в случае возможного проскальзывания принят равным 0.18. Ротор вращается относительно оси симметрии с заданной угловой скоростью  $\omega = 2000 \text{ рад/с.}$ , его вес равен 40 Кг, а диаметр  $d_2 = 350 \text{ мм}$ . В зоне соединения с ротором вал имеет диаметр  $d = 70 \text{ мм}$ , а длина соединения  $l = 80 \text{ мм}$ . Для рассматриваемого ротора величина передаваемой мощности принята равной 400Вт. Величина вращающего момента будет равна:  $M = N / \omega = 400 / 2000 = 0,2 \text{ Н*м.}$  Для случая суммарной сдвигающей силы равной 1000Н значение давления сцепления равно  $p = 0,632 \text{ МПа}$ . Для чистового точения поверхностей вала и ротора принято значение шероховатости равным 3.2 мкм. Тогда поправка на обмятие микронеровностей  $U = 35,2 \text{ мкм}$ . Условия передачи вращающего момента, осевой силы и действия центробежных сил определяет значение потребного контактного давления равного 385 МПа. Этому давлению соответствует величина натяга равная 200мкм.

По предложенной инженерной методике выполнен численный эксперимент для заданных начальных параметров величина натяга. Определено значение наибольшего натяга посадки  $N_{max}$  равное 250мкм. Величина перепада температур, необходимого для сборки ротора и вала с данными значениями натяга определяются по следующей зависимости:

$$\Delta T = \frac{N_{max} + \Delta_3}{\alpha * d},$$

где  $N_{max}$  – наибольший натяг посадки, мкм;  $\Delta_3$  - необходимый зазор для удобства сборки, обычно его принимают равным основному отклонению  $g$  размера, для диаметра  $d = 70 \text{ мм}$  он равен  $0,015 \text{ мм}$ ;  $\alpha$  - коэффициент линейного расширения в среднем для стали равный  $12 * 10^{-6}$ . Тогда перепад температур для сборки соединения будет равен  $315,5^{\circ} \text{ С}$ . Данное температурное воздействие на

вал и ротор не приведет к изменению физико-механических характеристик материала.

Результаты расчетов представлены для уточненного значения величины натяга в соединении вал- ротор со следующими значениями допусков:

- вал диаметр 70мм - верхний допуск +0.25; нижний допуск +0.2;

- отверстие ступицы ротора диаметр 70мм - верхний допуск +0.015; нижний допуск -0.015.

Результаты численных расчетов представлены на рис. 1-6.

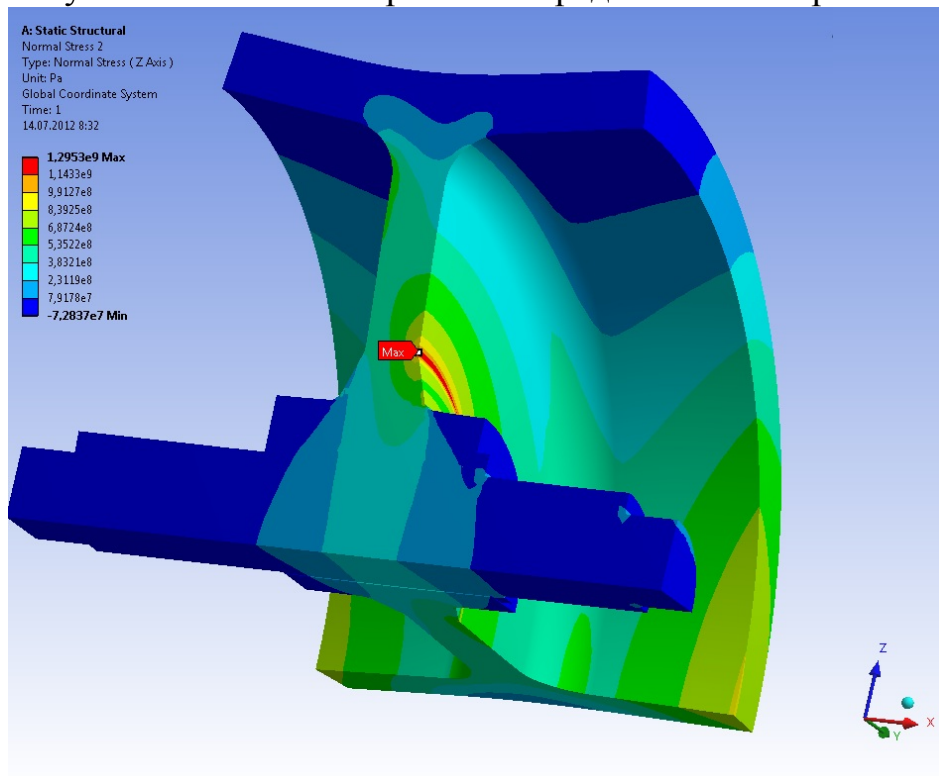


Рис. 1. Распределение радиальных напряжений в конструкции.

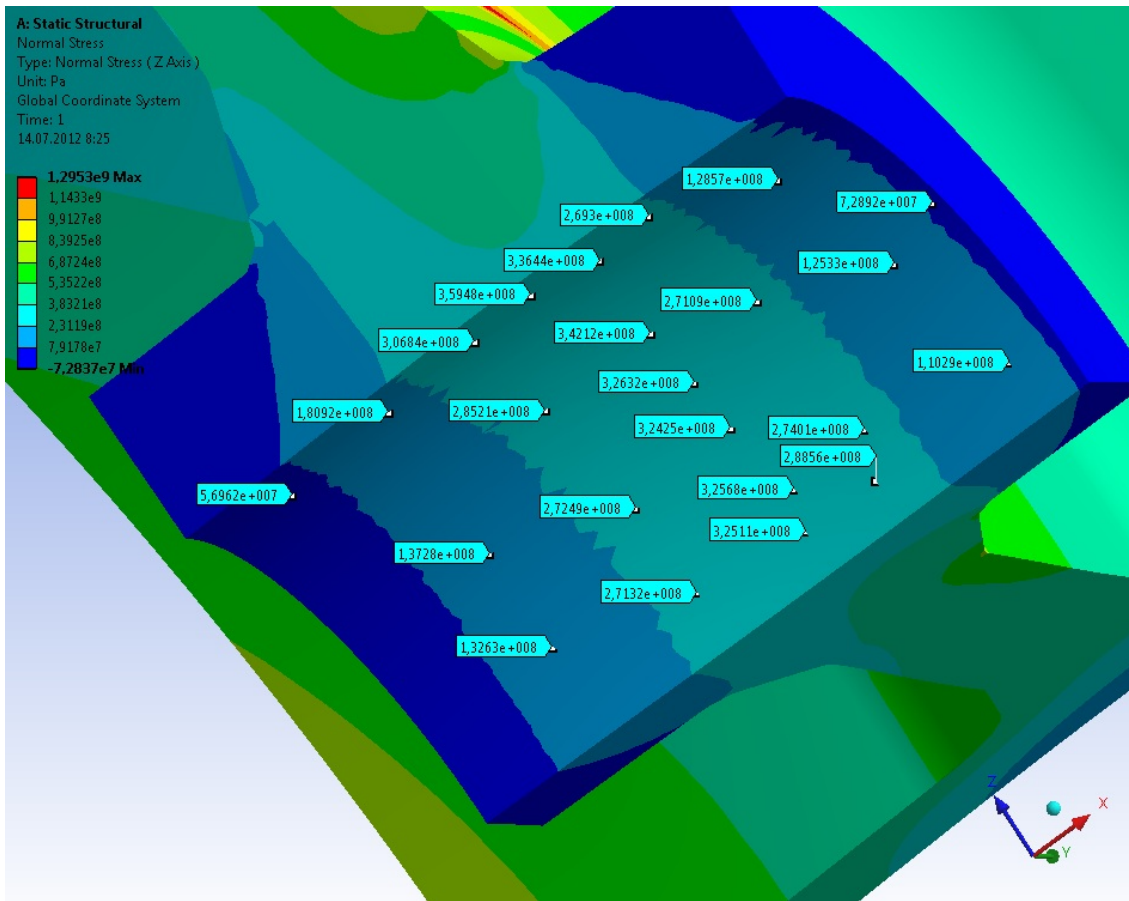


Рис. 2. Распределение радиальных напряжений в зоне контакта.

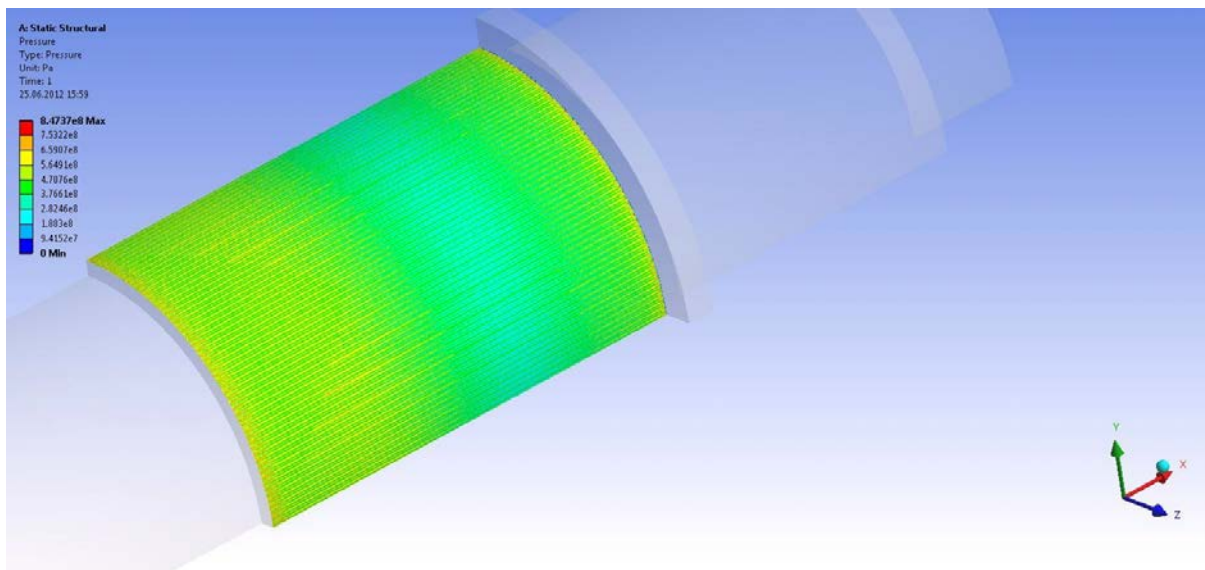


Рис. 3. Распределение контактных напряжений на поверхности вала.

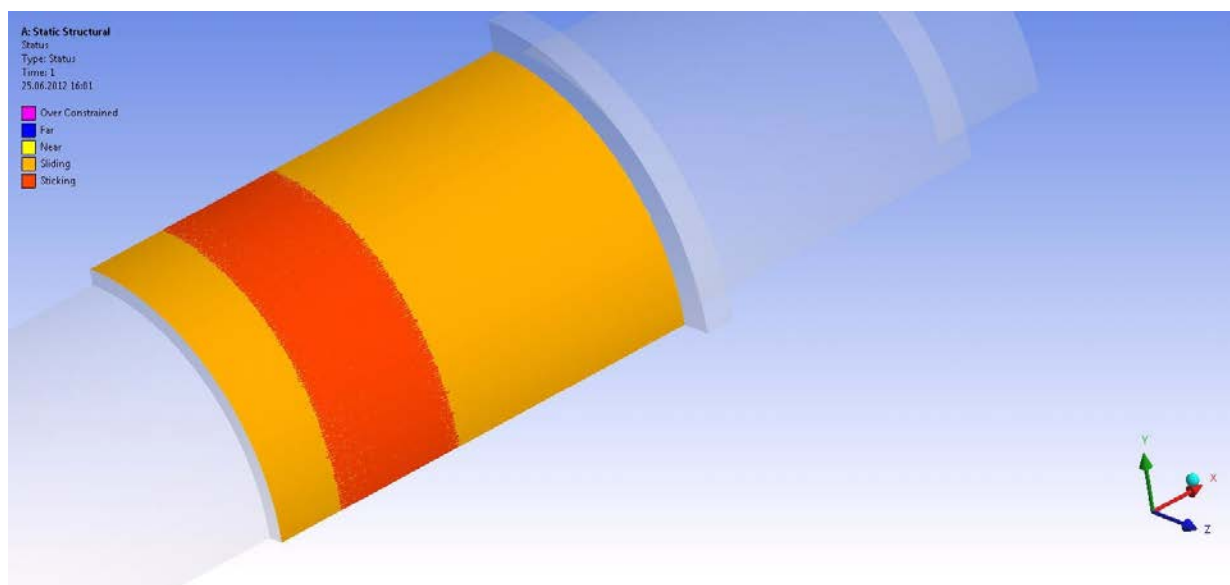


Рис. 4. Зоны состояния контакта.

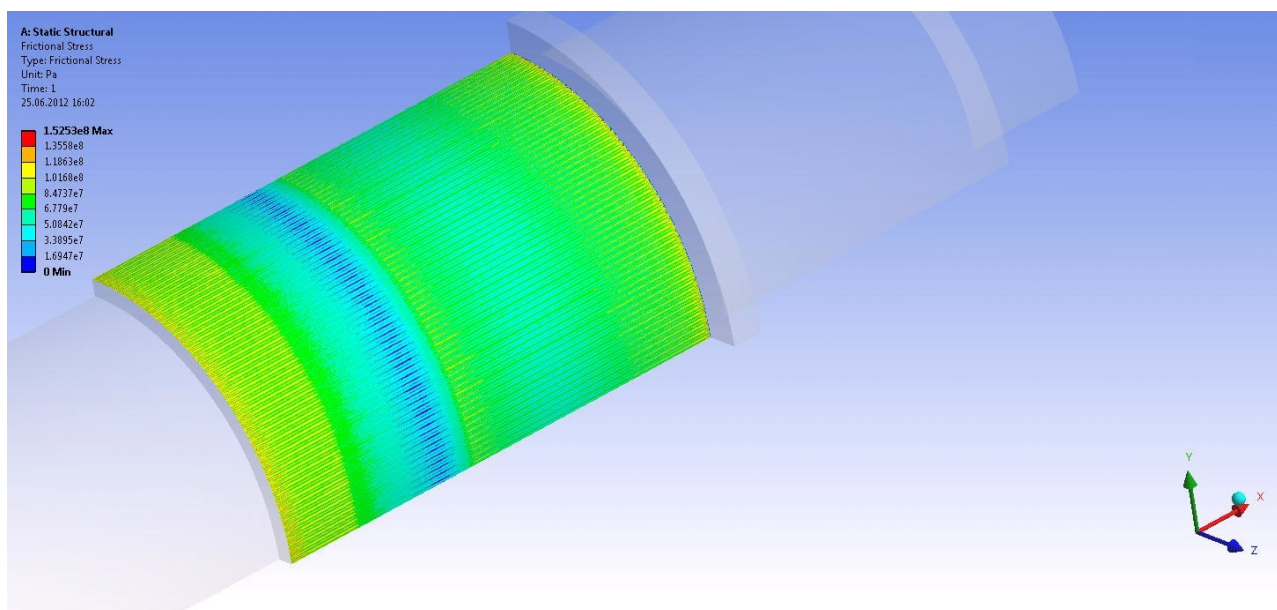


Рис.5. Распределение сил трения по поверхности контакта.

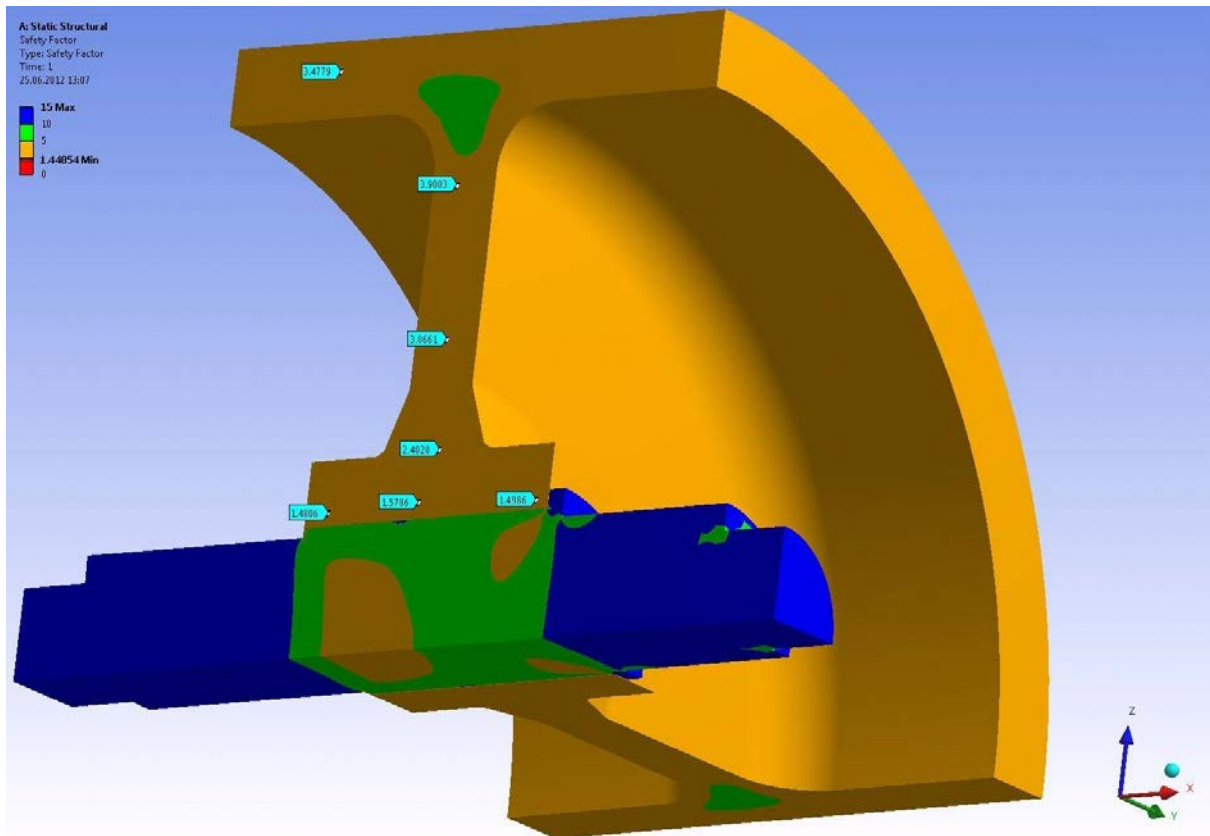


Рис. 6. Распределение коэффициента запаса прочности по критерию Мизеса

**Выводы.** Предложена инженерная методика уточненного расчета значения величины натяга в системе вал-ротор силового гироскопа космического летательного аппарата. Выполнен учет влияния центробежных сил и условия неравномерного распределения сил давления на посадочной поверхности на величину необходимого контактного давления при помощи численного моделирования и расчета конструкции методом конечных элементов. Рассмотрен пример расчета натяга.

### Библиографические ссылки

1. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студ. вузов / М. Н. Иванов. — М.: Высш. школа, 2000. — 383 с.
2. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин: справочник, 4-е изд, перераб. и доп./ И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
3. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов: 8-е изд, перераб. и доп./ В.И. Феодосьев – М.: Наука, 1979. – 560 с.
4. Марочник сталей и сплавов: 2-е изд., перераб. и доп. / М. М. Колосков, В. Т. Долбенко, Ю. В. Каширский и др.; под ред. А.С. Зубченко. – М.: Машиностроение, 2003. – 784 с.



5. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах/ К.А. Басов– М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.

*Надійшла до редколегії 22.05.2014*