

К ВОПРОСУ О РАСЧЁТЕ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Кузавка А.В. Онищенко В.П. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Обычно расчет витков резьбы на прочность производится на срез основания витка и смятие его контактной поверхности. Расчёт на изгибную прочность витков резьбы представляет собою весьма сложную, статически неопределимую задачу. И поэтому отношение к этому виду расчета не однозначно. Например, Павлов Я.М. [1] считает, что наиболее опасной (по сравнению со срезом и смятием) является изгибная деформация витков, тогда как Решетов Д.Н. [2] рекомендует вообще не рассчитывать витки резьбы на изгибную прочность из-за большой условности принятых расчетных моделей.

Целью работы является оценка необходимости расчета витков резьбы на изгибную прочность на основе анализа результатов определения нормальных напряжений с помощью трех расчетных моделей витка:

- модель в виде консольной балки;
- модель в виде круглой пластинки;
- метод конечных элементов.

Исследования проводились на группе болтов разного диаметра с квадратным профилем витка. Параметры квадратной резьбы приняты на основе ГОСТ 24737-81 на однозаходную трапецеидальную резьбу.

Нагрузка на болт F определялась из условия работы стержня на растяжение при допускаемых напряжениях равных $[\sigma]=100 \text{ МПа}$

$$F = A_6[\sigma] = \frac{\pi d_3^2}{4}[\sigma], \quad (1)$$

где A_6 - площадь поперечного сечения стержня болта

d_3 - внутренний диаметр стержня болта,

Как показал Н.Е. Жуковский [3], нагрузка по виткам резьбы распределяется неравномерно. При десяти витках на первый виток приходится 34% полной нагрузки, тогда как на десятый виток приходится около 1% общей нагрузки. В связи с этим, расчет витка на изгибную прочность производился по силе

$$F_0 = 0,34F. \quad (2)$$

Принято допущение, что болт и гайка изготовлены из одного и того же материала. Поэтому рассчитывались на изгибную прочность витки болта. Исходные данные для проведения исследования представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета витков болтов на изгибную прочность

Наружный диаметр резьбы - d , мм	16	38	52	75	110
Шаг резьбы - P , мм	2	6	8	16	20
Внутренний диаметр стержня болта - d_3 , мм	13,5	31,0	43,0	57,0	88,0
Средний диаметр резьбы - d_2 , мм	15	35	48	67	100
Площадь поперечного сечения стержня болта - A_b , мм ²	143	755	1452	2552	6082
Наибольшее значение силы, приложенной к витку - F_0 , Н	4 862	25 680	49 368	86 768	206 788

Модель витка в виде консольной балки

Модель образована разверткой основания витка резьбы болта, закрепления его на плоскости и нагружения силой F_0 , распределенной по среднему диаметру с интенсивностью $q = \frac{F_0}{\pi d_2}$ (рис. 1). С целью упрощения

задачи трапецеидальный профиль заменен прямоугольным профилем, одна сторона которого равна ширине основания трапецеидального профиля - $h_g = 0,65P$ [4], а другая сторона равна высоте этого профиля - $H = \frac{d - d_3}{2}$.

Нормальные напряжения при изгибе консольной балки определяются по формуле

$$\sigma_{икб} = \frac{M_{изг}}{W_x}, \quad (3)$$

где $M_{изг} = F_0 h_3 = F_0 \frac{d_2 - d_3}{2}$ - момент изгибающий,

$W_x = \frac{\pi d_3 h_6^2}{6}$ - осевой момент сопротивления основания балки.

Результаты расчетов по формуле (3) представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, смоделированного в виде консольной балки

Наружный диаметр резьбы - d , мм	Основание профиля резьбы h_6 , мм	Плечо силы F_0 h_3 , мм	Осевой момент сопротивления W_x , мм ³	Момент изгибающий $M_{изг}$, Нмм	Нормальные напряжения при изгибе витка $\sigma_{икб}$, МПа
16	1,3	0,75	12	3 646	303
38	3,9	2,00	247	51 360	208
52	5,2	2,50	609	131 648	203
75	10,4	5,00	3 228	462 763	133
110	13,0	6,00	7 787	1 378 587	177

Модель витка резьбы в виде круглой пластинки

Модель (рис. 2) представляет собой круглую пластинку жестко закрепленную на стержне диаметром d_3 и имеющую поперечное сечение, равное сечению витка резьбы смоделированного в виде консольной балки.

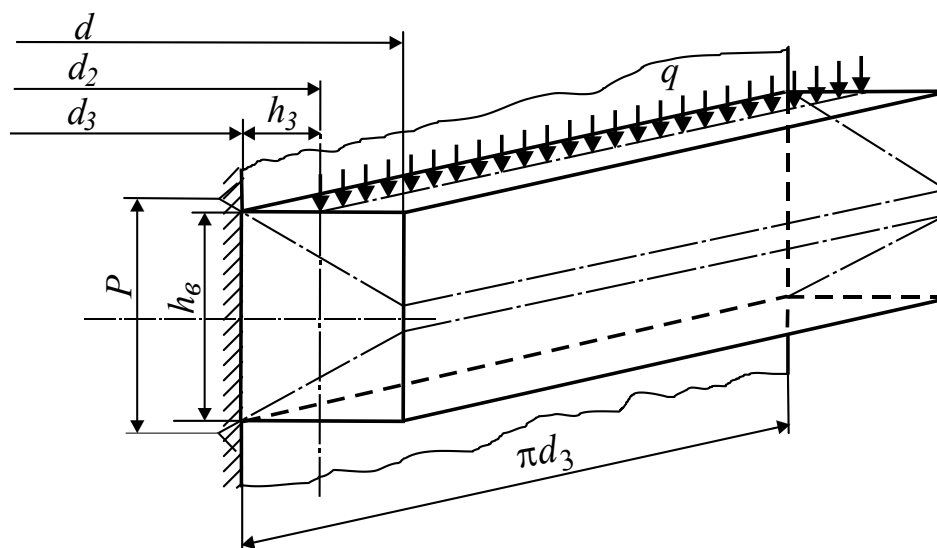


Рис. 1 – Расчетная модель витка резьбы в форме консольной балки

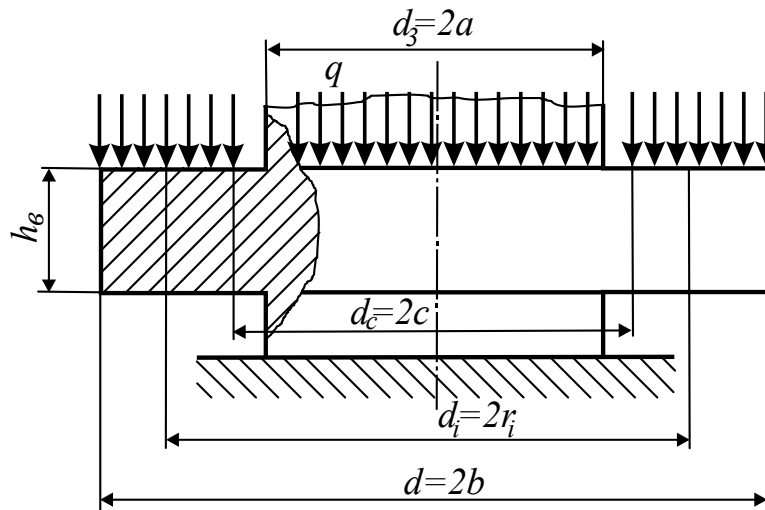


Рис. 2 - Расчетная модель витка резьбы в виде круглой пластинки

Определение нормальных напряжений при изгибе круглой пластинки, нагруженной удельным давлением $q_{нов} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_3^2)}$, производится по

формулам и таблицам, приведенным в работе [5].

Нормальные напряжения вычисляются в месте закрепления пластинки ($d_i = d_3$) приняв допущение, что $d_c = d_3$, по формуле

$$\sigma_{укп} = K_{\sigma} \frac{q_{нов} b^2}{h_e^2} \quad (4)$$

где K_{σ} - безразмерный коэффициент максимального напряжения, зависящий от параметров $\alpha = \frac{a}{b}$ и $\beta = \frac{c}{b}$.

Из рис.2 следует, что $a = \frac{d_3}{2}$, $b = \frac{d}{2}$ и $c = \frac{d_c}{2} = \frac{d_3}{2}$. Тогда для частного случая определения напряжений в пластинке значения коэффициентов α и β равны

$$\alpha = \beta = \frac{d_3}{d}.$$

Результаты расчетов по формуле (4) представлены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, смоделированного в виде круглой пластинки

Наружный диаметр резьбы – d , мм	b , мм	Значения коэф. $\alpha = \beta$	Безразмерный коэффициент максимального напряжения K_{σ}	Удельное давление на виток резьбы $q_{пов}$, МПа	Нормальные напряжения при изгибе витка $\sigma_{иск}$, МПа
16	8,0	0,84	0,087	84	276
38	19,0	0,82	0,116	68	187
52	26,0	0,83	0,097	74	180
75	37,5	0,76	0,213	46	126
110	55,0	0,80	0,135	60	145

Моделирование витка резьбы методом конечных элементов

Метод конечных элементов (МКЭ) является наиболее перспективным численным методом, что позволяет осуществлять анализ напряженно-деформированного состояния любой конструкции [6].

Для решения задачи использовалась система АРМ WinMachine*, один из модулей которой - АРМ Beam использовался для анализа напряженно-деформированного состояния исследуемого объекта.

АРМ Beam - модуль проектирования балочных элементов конструкций. Модуль предназначен для выполнения комплексного проверочного расчета балки в условиях произвольного нагружения и закрепления. Балка может состоять из нескольких участков разной длины с различными поперечными сечениями. С помощью АРМ Beam можно получить следующие результаты:

- реакции в опорах балки;
- распределение моментов и углов изгиба по длине балки;
- распределение моментов и углов поворота при кручении;
- расчет поперечных и продольных деформаций;
- распределение эквивалентных напряжений по длине балки;
- распределение поперечных сил;
- карты распределения напряжений в любом произвольном сечении по длине балки;
- частоты собственных колебаний.

* <http://www.apm.ru/rus/machinebuilding/>

В качестве расчетной принята модель витка резьбы в виде круглой пластинки (рис. 2). На базе этой модели была создана объемная 3D модель исследуемого объекта, которая была разбита на конечно-элементную сетку (рис. 3). После нагружения объемной модели витка резьбы уровень напряжений каждого элемента выделяется определенным цветом. Пример результата исследования напряженного витка резьбы методом МКЭ представлен на рис. 4.

Результаты определения нормальных напряжений при изгибе витка резьбы, найденных методом конечных элементов представлены в табл.4.

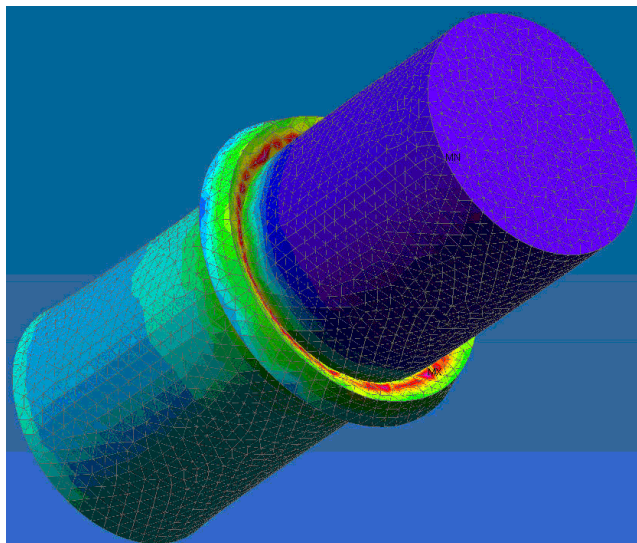
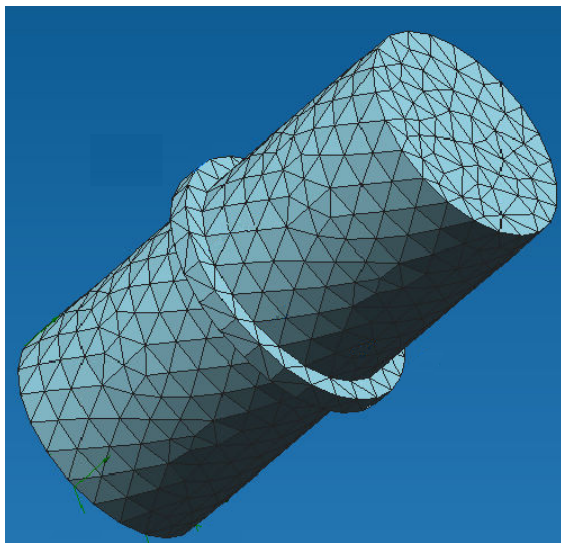


Рис. 3 - Пример разбивки витка резьбы на конечно-элементную сетку

Рис. 4 - Пример исследования напряженного состояния витка резьбы методом МКЭ

Таблица 4

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, найденных методом конечных элементов

Наружный диаметр резьбы - d , мм	16	38	52	75	110
Нормальные напряжения при изгибе витка $\sigma_{МКЭ}$, МПа	117	31	11	5	3

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, найденные тремя методами представлены на рис. 5.

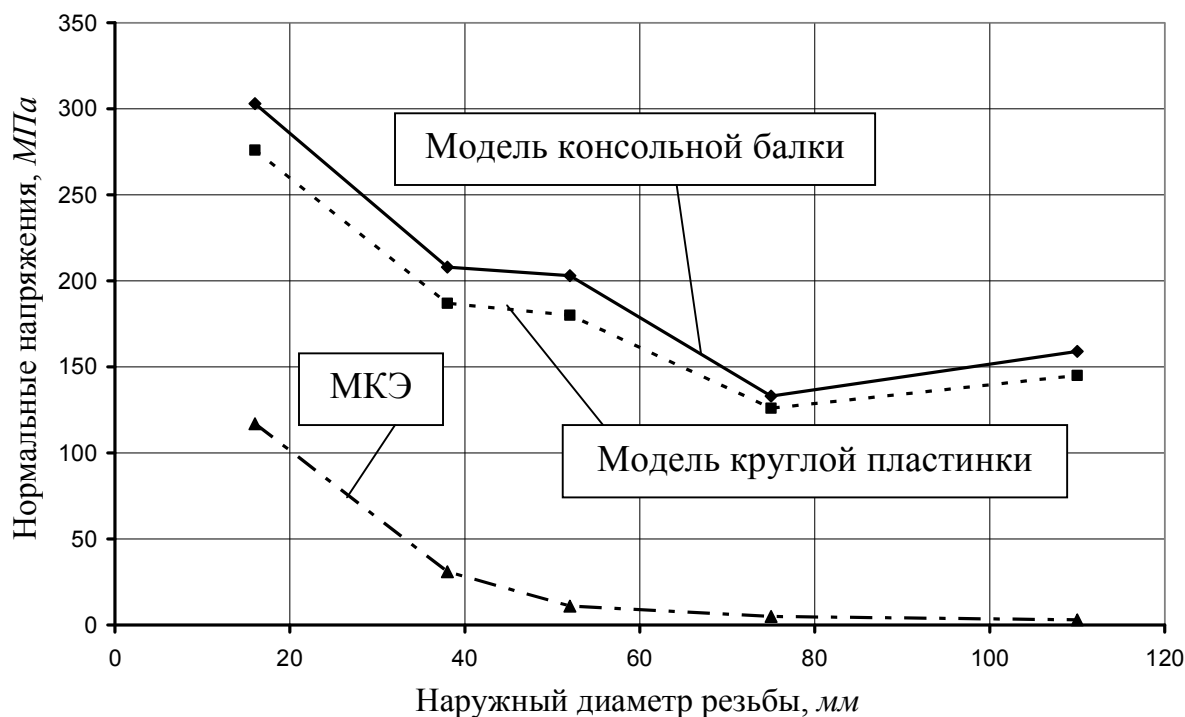


Рис. 5 – Сравнительные результаты определения нормальных напряжений при изгибе витка резьбы

Выводы: 1. Расчетные модели витка резьбы в виде консольной балки и в виде круглой пластинки дают практически одинаковые результаты. При этом следует отметить, что модель витка в виде круглой пластинки значительно сложнее. 2. Учитывая опыт применения метода конечных элементов, можно считать, что этот метод наиболее полно отражает напряженное состояние в детали. Применительно к расчету витка резьбы на изгибную прочность нормальные напряжения, найденные по методу конечных элементов очень малы, и поэтому ими можно пренебречь. Следовательно, справедливость предложения Решетова Д.Н. о нецелесообразности расчета витков резьбы на изгибную прочность можно считать доказанной.

Список литературы: 1. Детали машин, Павлов Я.М., изд-во «Машиностроение» 1968 г., 448 стр. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. М., «Машиностроение», 1989, 496 с. 3. Жуковский, Н.Е. Распределение давлений на нарезках винта и гайки / Н.Е. Жуковский // Полное собрание сочинений. – М. : ОНТИ, 1937. – Т. VIII. – С. 48–54. 4. Дмитриев В.А. Л., «Судостроение», 1970, 792 стр. 5. Биргер И.А. и др. Расчеты на прочность деталей машин / - М.: Машиностроение, 1979 – 702с. 6. Метод конечных элементов / И.М. Бузун, А .С. Гордецкий, В.Г. Пискунов, Ю.Н.Толокнов. под ред.. П.М. Варвака К. Вища Школа. 1981 173с.