

УДК 531

В.С. ЛЫЗЬКО, А.Г. АНДРЕЕВ

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ПРИ ОСЕВЫХ НАГРУЗКАХ В ПК ANSYS

Предметом исследования в данной работе является сравнительный анализ некоторых вариантов реализации соединений с натягом, находящихся под действием осевого давления. Исследования проводятся для таких вариантов соединений с натягом: круглый вал и круглая втулка, овалный вал и круглая втулка, вал – криволинейный квадрат и круглая втулка, шестиугольный вал и круглая втулка, круглый вал и овальная втулка, овалный вал и овальная втулка. Целью работы является выявление критических значений осевого давления и характеристик НДС деталей, соединенных между собой и, на основе этих данных, определение оптимального варианта соединения. Результаты приведены в виде графиков, рисунков и таблиц.

Ключевые слова: натяг, осевое давление, профильные соединения.

Вступление. На современном этапе развития посадки с натягом применяют в машиностроении и станкостроении, на железнодорожном транспорте, при проектировании артиллерийских систем и в других областях техники. Исчезновение контактного давления является опасным с точки зрения надежности соединения деталей. Целью исследования является выявление критических значений осевого давления, соединенных между собой деталей и, на основе этих данных, определение оптимальных вариантов соединения.

Постановка задачи. В данной работе проводится исследование профильных соединений с натягом, которые находятся под действием осевого давления и определяется наиболее надежный вариант соединения вала с втулкой. Для этого в программном комплексе ANSYS необходимо выполнить следующее:

1 Построить модели семи вариантов профильных соединений с натягом.

2 Получить основные характеристики напряженно-деформированного состояния соединений:

- 2.1 Эквивалентные напряжения в вале и втулке;
- 2.2 Суммарные перемещения в вале и втулке;

2.3 Контактные давления.

3 Провести анализ результатов.

Варианты профильных соединений изображены на рис. 1–7, геометрические размеры приведены в табл.1, характеристики материала – в табл.2.

Критическим осевым давлением, действующим на вал, считается такое минимальное давление, при котором вал минимально смещается относительно втулки в осевом направлении, что в дальнейшем приводит соединение к разрушению.

При построении посадки с натягом в профильных соединениях необходимо произвести наложение поверхностей.

Для сравнительного анализа профильных соединений придерживались следующих условий: во всех видах соединений предполагалось равенство внешних периметров втулок S_1 , равенство периметров посадочных поверхностей S , величина натяга $\delta = 0,12$ мм.

В ходе данной работы с целью минимизации времени проведения одного расчета по возможности рассматривалась наименьшая представительская часть симметричной конструкции с применением граничных условий симметричного закрепления.

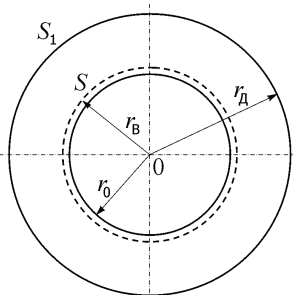


Рисунок 1 – Вариант 1

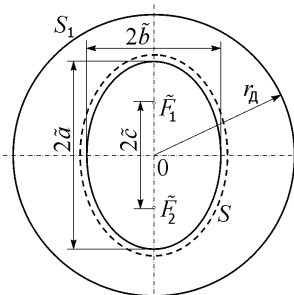


Рисунок 2 – Вариант 2

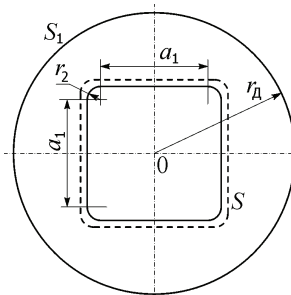


Рисунок 3 – Вариант 3

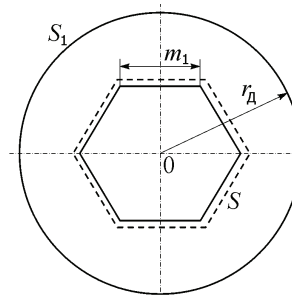


Рисунок 4 – Вариант 4

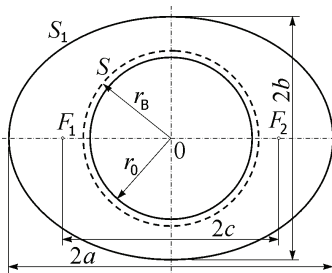


Рисунок 5 – Вариант 5

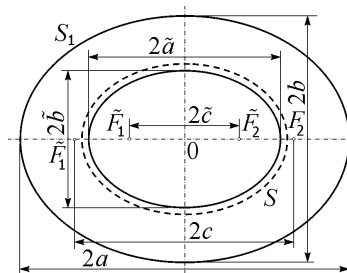


Рисунок 6 – Вариант 6

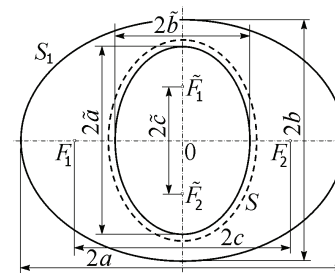


Рисунок 7 – Вариант 7

Таблица 1– Геометрические размеры профильных соединений с натягом

Название геометрического параметра	Значение, мм
Радиус большого круглого отверстия r_0	62
Внешний радиус круглой втулки r_d	110
Периметр зоны контакта S	390
Внешний периметр втулки S_1	691
Большая полуось большого эллипса (втулки) a	122
Малая полуось большого эллипса (втулки) b	97
Расстояние от центра большого эллипса (втулки) до фокуса c	74
Большая полуось малого эллипса \tilde{a}	69
Малая полуось малого эллипса \tilde{b}	55
Расстояние от центра малого эллипса до фокуса \tilde{c}	42
Малый радиус криволинейного квадрата (вала) r_2	14
Длина прямой стороны криволинейного квадрата (вала) a_1	75
Длина стороны шестиугольника m_1	65
Длина втулки $l_{вт}$	120
Длина вала $l_{вал}$	240

Таблица 2 – Характеристики материала

Название физического параметра	Значение для стали 40X
Модуль упругости E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона ν	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7800
Предел текучести σ_T , МПа	785
Коэффициент трения μ	0,15

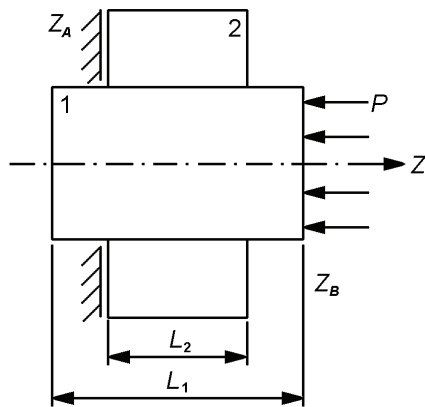


Рисунок 8 – Профильное соединение с натягом под действием осевого давления

При рассмотрении соединения с натягом вала 1 с втулкой 2 (рис. 8), когда вал испытывает внешнее осевое давление P , мы полагаем, что в сечении Z_B вал имеет возможность смещения не только в направлении Z , то есть U_{ZB} , но и в радиальном направлении, то есть V_{RB} , в то же время реакция втулки предполагает отсутствие смещения в осевом направлении в сечении A , то есть $U_{ZA} = 0$, но возможность перемещения в этом сечении в радиальном направлении, то есть $V_{RA} \neq 0$. В связи с этим задача решается в объемной постановке.

Теоретические основы. Поставленная задача моделировалась с помощью МКЭ в ПК ANSYS. Для

решения проблемы использовался стандартный конечный элемент программного пакета – трехмерный восьми узловый объемный элемент, SOLID 45, который имеет три степени свободы в каждом узле. Для создания контактной пары в ПК ANSYS использовались такие конечные элементы: CONTA 172 и TARGE 169.

Решение задачи МКЭ приводит к системе линейных алгебраических уравнений:

$$[K]\{U\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $[K]$ – матрица жесткости тела, состоящая из матриц жесткости конечных элементов; $\{U\}$ – вектор-столбец узловых перемещений; $\{F\}$ – вектор приведенной внешней нагрузки.

Формулы для расчета удельного давления на поверхности контакта [1], которыми рекомендуется пользоваться при расчетах в области только упругих деформаций, могут быть представлены в виде $[Н/м^2]$:

$$p = \frac{N_p}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) \cdot d}, \quad (2)$$

где E_1 та E_2 – модуль упругости; N_p – расчетный натяг.

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad (3)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \quad (4)$$

где d – номинальный размер соединения; d_1 – внутренний диаметр вала; d_2 – наружный диаметр втулки; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона соответственно вала и втулки.

Анализ полученных результатов. В результате данного исследования были найдены критические значения величины осевого давления семи вариантов профильных соединений с натягом. Ниже представлены полученные результаты в виде групп рисунков. Пояснения к расшифровке нумерации рисунков, изображающих схему профильного соединения и данные расчетов (критическая величина осевого давления, максимальные значения суммарных перемещений, эквивалентных напряжений и контактных давлений), приведены в табл. 3.

Используя полученные данные расчетов напряженно-деформированного состояния семи вариантов соединений, можем определить максимальные значения контактных нагрузок и максимальные значения эквивалентных напряжений (табл. 4) в сечениях $z_7 - z_{19}$ (рис. 30) для вала (табл. 5) и втулки (табл. 6) по одному, двум или трем направлениям в зависимости от конфигурации профильного соединения (рис. 31). Графики распределения в осевом направлении в сечениях $z_7 - z_{19}$ для семи вариантов профильных соединений показаны на рис. 32-40 (контактные давления и

эквивалентные напряжения вала и втулки), графики распределения в окружном направлении в сечениях z₇, z₁₃, z₁₉ – на рис. 41-43. В обозначениях кривых на рис. 32-40 первая цифра обозначает вариант соедине-

ния, вторая – направление, на рис. 41-43 (контактные давления и эквивалентные напряжения вала и втулки) цифра около кривых указывает номер сечения.

Таблица 3 – Расшифровка нумерации рисунков, данные расчетов

№ варианта	Суммарные перемещения, м	Эквивалентные напряжения, Па	Контактные давления, Па	Критическая величина осевого давления, МПа	Максимальное значение суммарных перемещений, м	Максимальное значение эквивалентных напряжений, МПа	Максимальное значение контактного давления, МПа
	Номера рисунков						
1	9	10	11	24,5	14,7·10 ⁻⁵	173	68,6
2	12	13	14	25,5	15,2·10 ⁻⁵	227	81,3
3	15	16	17	29,9	14,5·10 ⁻⁵	366	100
4	18	19	20	35,5	15,6·10 ⁻⁵	460	145
5	21	22	23	24,7	15,4·10 ⁻⁵	183	75,7
6	24	25	26	24,9	15,3·10 ⁻⁵	231	89,4
7	27	28	29	24,9	15,6·10 ⁻⁵	240	66,5

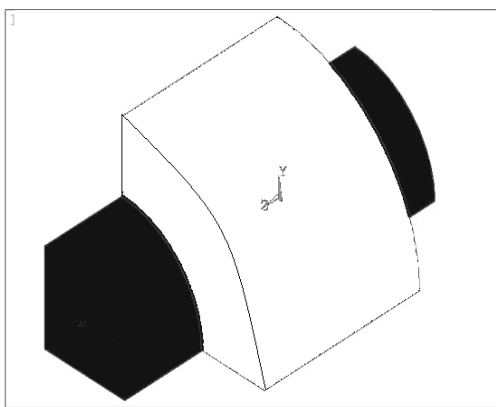


Рисунок 9 – Вариант 1

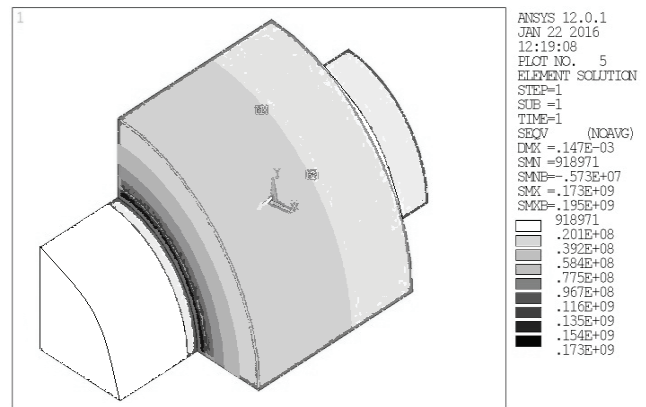


Рисунок 10 – Вариант 1

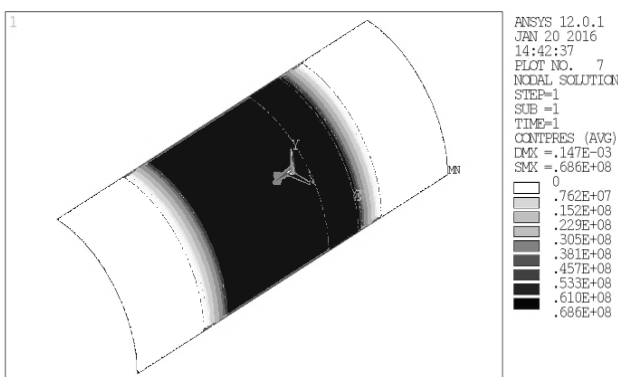


Рисунок 11 – Вариант 1

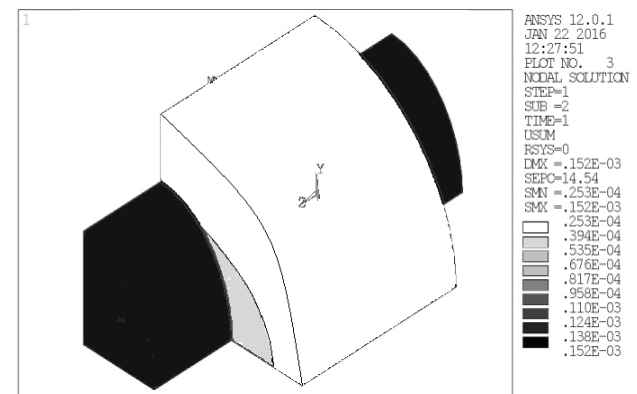


Рисунок 12 – Вариант 2

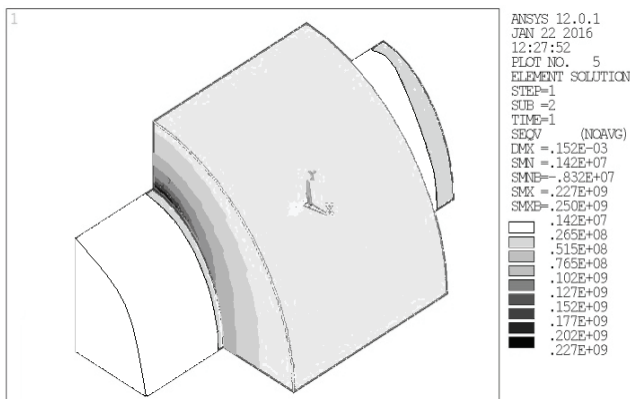


Рисунок 13 – Вариант 2

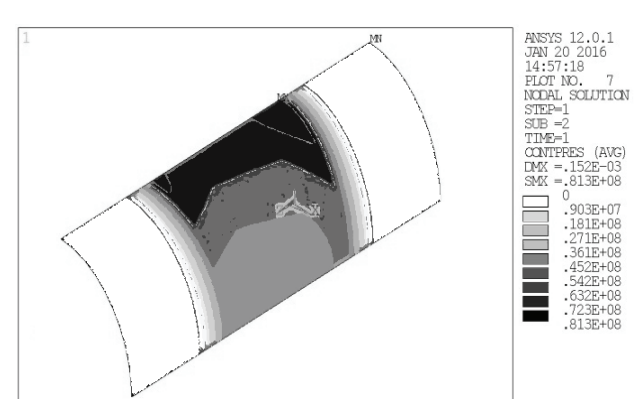


Рисунок 14 – Вариант 2

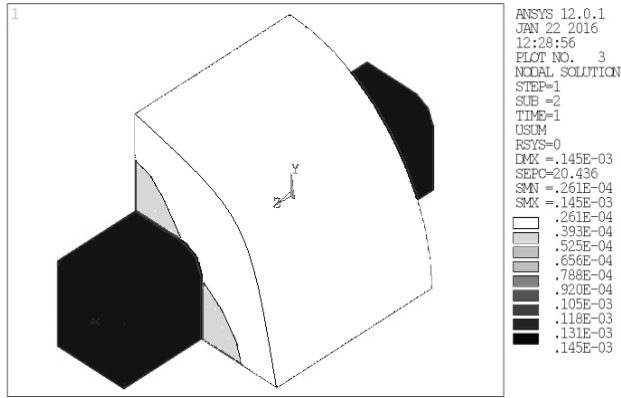


Рисунок 15 – Варіант 3

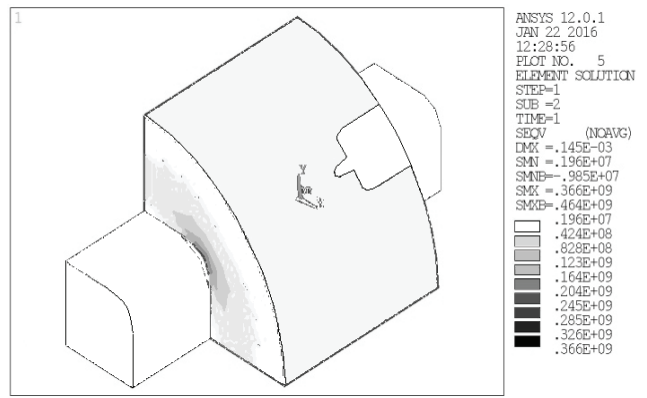


Рисунок 16 – Варіант 3

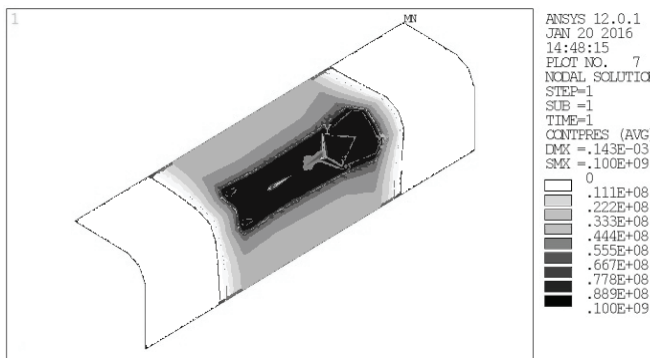


Рисунок 17 – Варіант 3

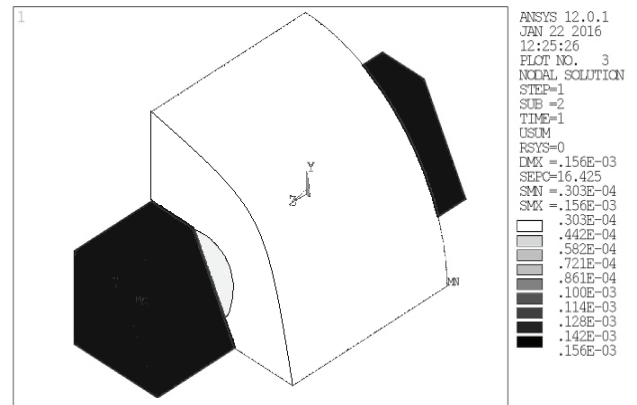


Рисунок 18 – Варіант 4

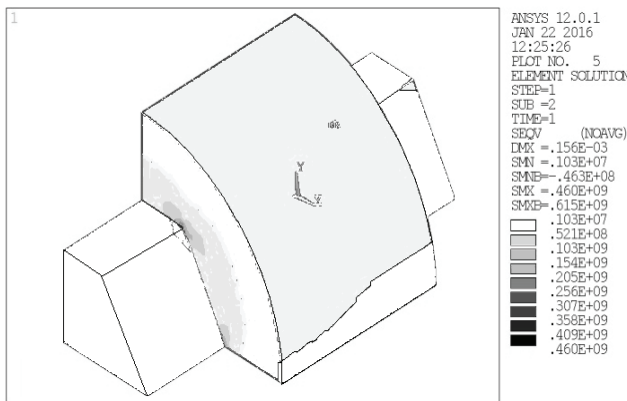


Рисунок 19 – Варіант 4

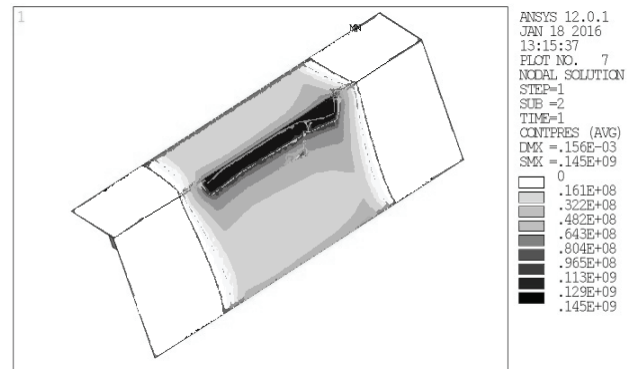


Рисунок 20 – Варіант 4

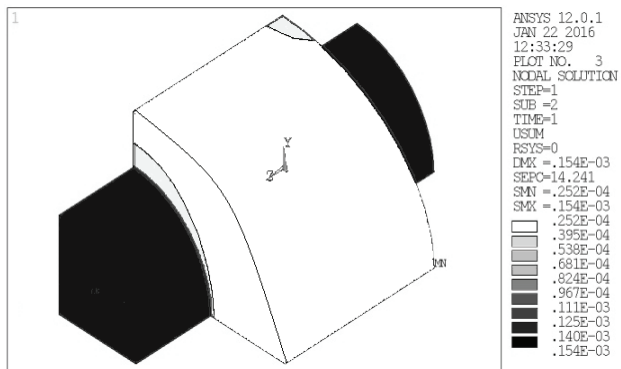


Рисунок 21 – Варіант 5

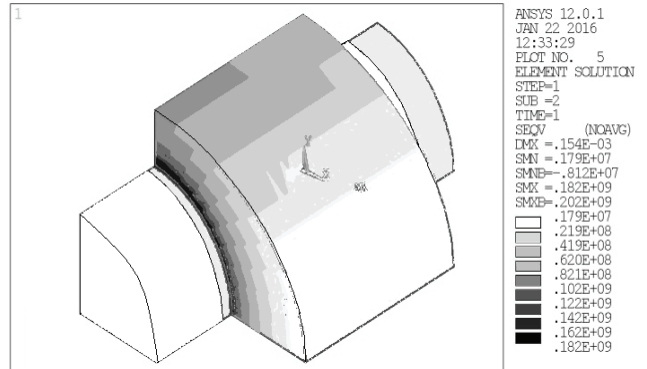


Рисунок 22 – Варіант 5

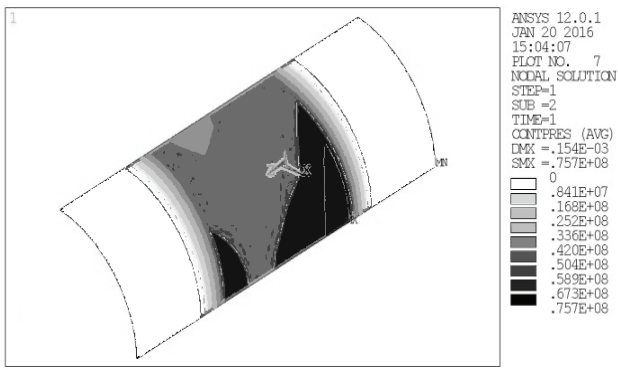


Рисунок 23 – Вариант 5

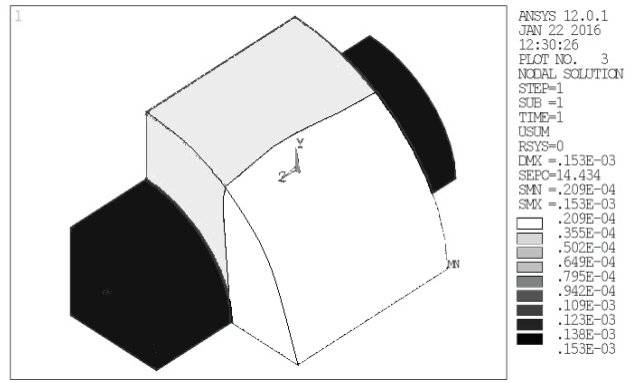


Рисунок 24 – Вариант 6

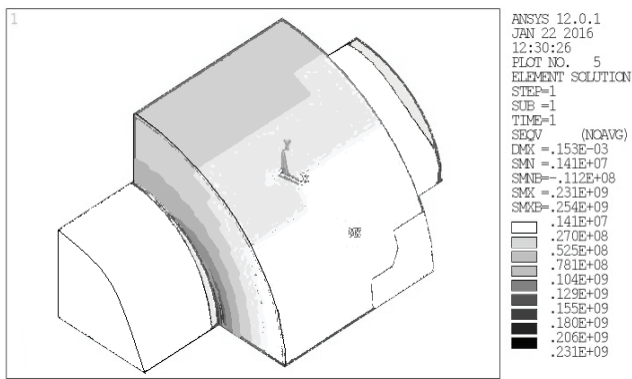


Рисунок 25 – Вариант 6

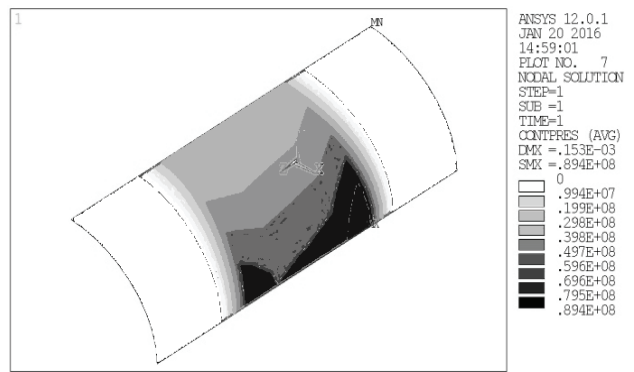


Рисунок 26 – Вариант 6

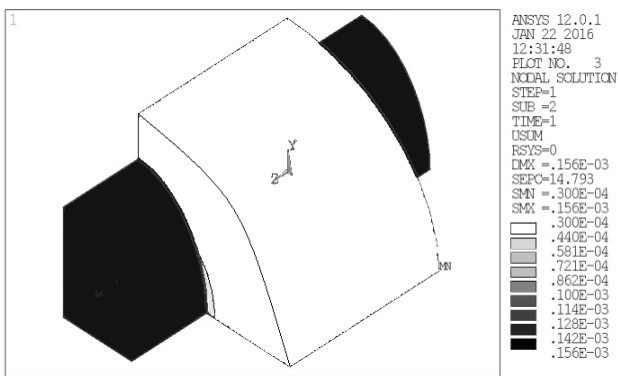


Рисунок 27 – Вариант 7

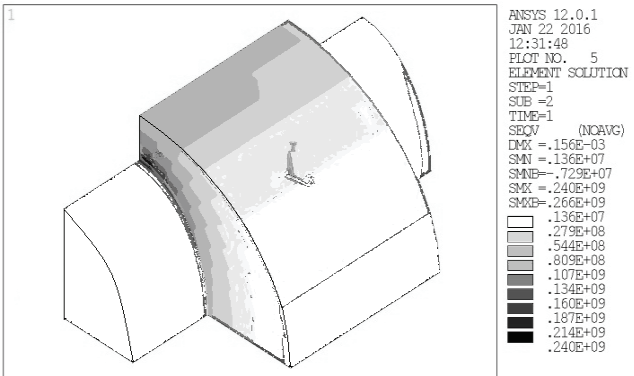


Рисунок 28 – Вариант 7

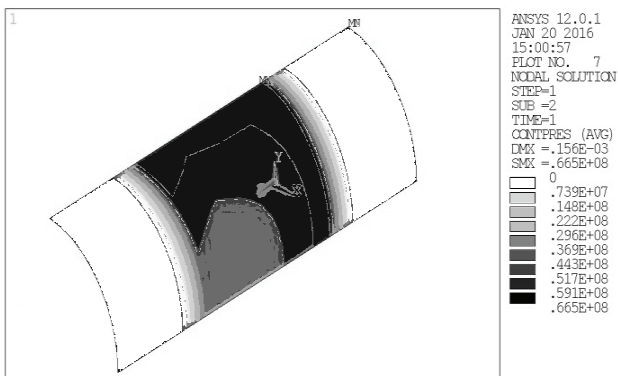


Рисунок 29 – Вариант 7

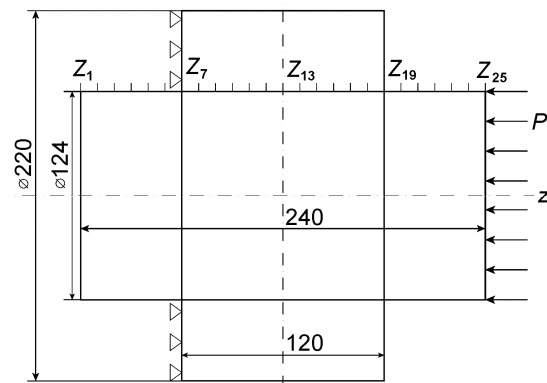


Рисунок 30 – Схема профільного з'єднання з натягом при осевих навантаженнях

Таблица 4 – Контактное давление P , МПа

Вариант	Направление	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}	z_{18}	z_{19}	№ рисунка
1	1	22,9	53,3	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	68,6	68,6	61,0	22,9	32
2	1	18,1	63,2	81,3	72,3	72,3	72,3	72,3	72,3	72,3	81,3	81,3	81,3	27,1	32
	2	18,1	54,2	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2	63,2	72,3	63,2	27,1	33
	3	27,1	54,2	54,2	54,2	54,2	54,2	54,2	54,2	54,2	63,2	63,2	54,2	27,1	34
3	1	22,2	33,3	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	44,4	33,3	22,2	32
	2	22,2	77,8	88,9	88,9	77,8	77,8	88,9	88,9	88,9	100	100	88,9	33,3	33
4	1	16,1	32,2	64,3	64,3	64,3	64,3	64,3	64,3	64,3	64,3	64,3	32,2	16,1	32
	2	32,2	113	145	145	129	129	129	145	145	145	145	113	32,2	33
5	1	25,2	50,4	58,9	58,9	50,4	50,4	58,9	58,9	58,9	58,9	58,9	50,4	25,2	32
	2	25,2	50,4	58,9	58,9	58,9	58,9	58,9	58,9	67,3	67,3	67,3	58,9	50,4	33
	3	25,2	50,4	67,3	67,3	58,9	67,3	67,3	67,3	67,3	75,7	75,7	67,3	50,4	34
6	1	29,8	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	29,8	32
	2	39,8	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	59,6	69,6	69,6	59,6	39,8	33
	3	29,8	69,6	79,5	79,5	79,5	79,5	79,5	79,5	79,5	89,4	89,4	79,5	29,8	34
7	1	22,2	59,1	66,5	66,5	66,5	66,5	66,5	66,5	66,5	66,5	66,5	59,1	22,2	32
	2	22,2	44,3	51,7	59,1	51,7	51,7	59,1	59,1	59,1	59,1	66,5	59,1	29,6	33
	3	22,2	44,3	51,7	51,7	51,7	51,7	51,7	51,7	59,1	59,1	66,5	59,1	29,6	34

Таблица 5 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , в вале, МПа

Вариант	Направление	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}	z_{18}	z_{19}	№ рисунка
1	1	20,2	39,3	39,3	39,3	39,3	39,3	39,3	58,4	39,3	39,3	39,3	39,3	20,2	35
2	1	26,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	26,4	26,4	51,4	26,4	35
	2	26,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	26,4	26,4	26,4	26,4	36
	3	26,4	51,4	26,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	51,4	26,4	26,4	26,4	26,4	37
3	1	1,79	1,79	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	1,79	1,79	35
	2	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	36
4	1	1,04	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	1,04	1,04	35
	2	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	52,1	36
5	1	40,4	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	40,4	40,4	35
	2	40,4	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	40,4	40,4	36
	3	40,4	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	40,4	40,4	37
6	1	27	27	27	27	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	27	27	27	35
	2	27	27	27	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	36
	3	27	27	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	52,5	27	52,5	52,5	37
7	1	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	54,3	54,3	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	35
	2	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	54,3	54,3	54,3	27,9	27,9	27,9	27,9	36
	3	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	54,3	54,3	27,9	27,9	27,9	27,9	27,9	37

Таблица 6 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , во втулке, МПа

Вариант	Направление	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}	z_{18}	z_{19}	№ рисунка
1	1	173	173	173	173	173	173	173	173	173	173	173	173	173	38
2	1	226	226	226	176	226	176	226	226	176	226	176	226	176	38
	2	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	39
	3	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	151	151	40
3	1	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	82,7	38
	2	285	366	285	366	285	285	366	366	285	366	285	366	285	29
4	1	103	103	103	103	103	103	103	103	103	103	103	103	103	38
	2	409	409	409	409	409	409	409	409	409	409	409	458	458	39
5	1	163	163	163	163	163	163	163	163	148	148	148	148	122	38
	2	148	148	148	148	148	148	148	148	148	148	148	148	148	39
	3	122	148	148	148	148	148	148	148	122	148	148	163	163	40
6	1	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	38
	2	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155	39
	3	180	206	180	206	180	180	206	206	206	180	180	206	180	40
7	1	213	213	187	187	213	187	213	213	187	213	213	187	160	38
	2	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	134	39
	3	107	107	80,8	107	107	80,8	107	107	107	107	107	137	134	40

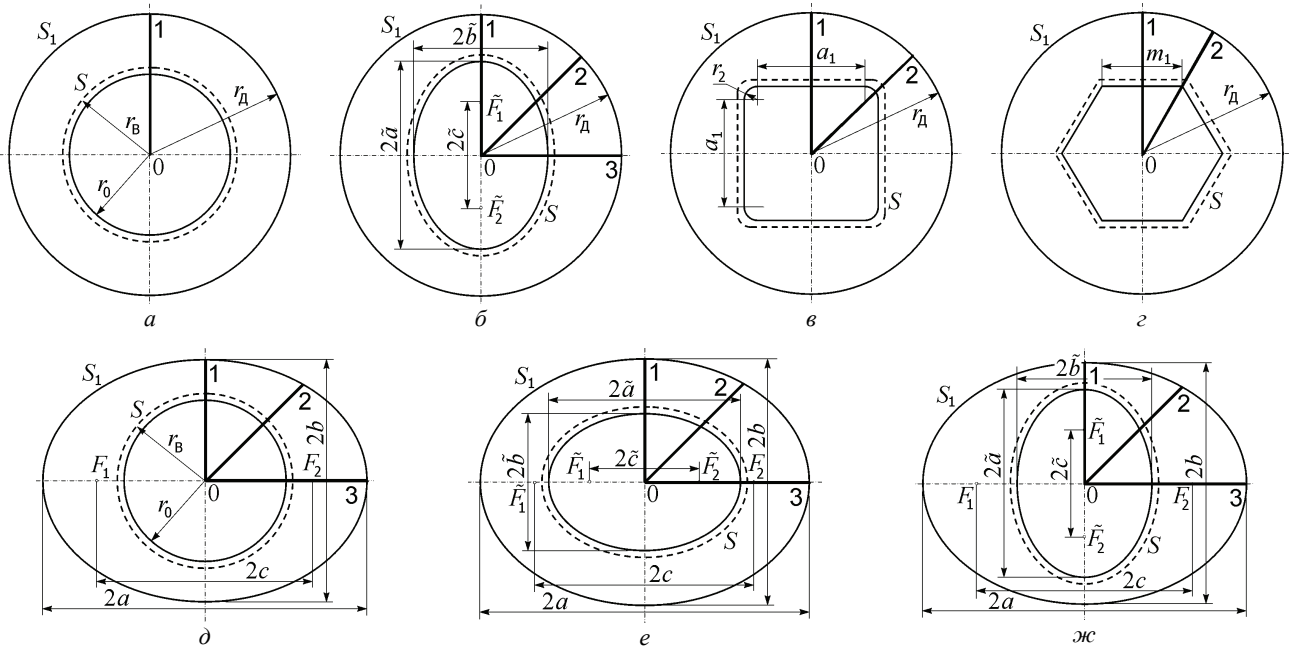


Рисунок 31 – Направления 1, 2, 3 в профильных соединениях:
 а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; е – вариант 6; ж – вариант 7

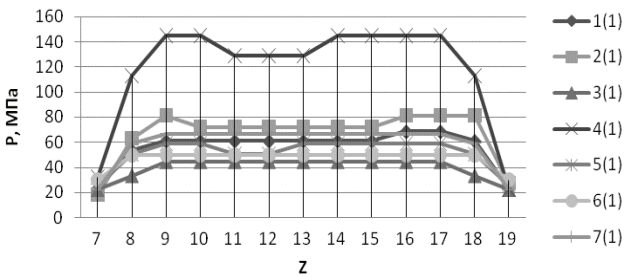


Рисунок 32 – Контактное давление в направлении 1 для вариантов соединения

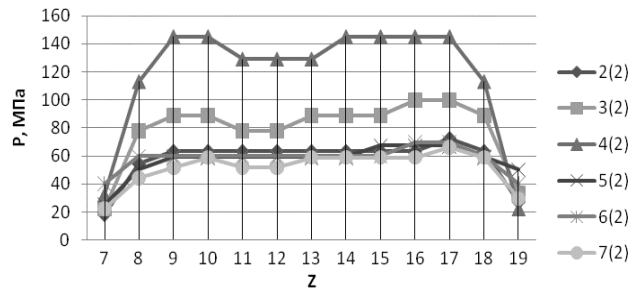


Рисунок 33 – Контактное давление в направлении 2 для вариантов соединения

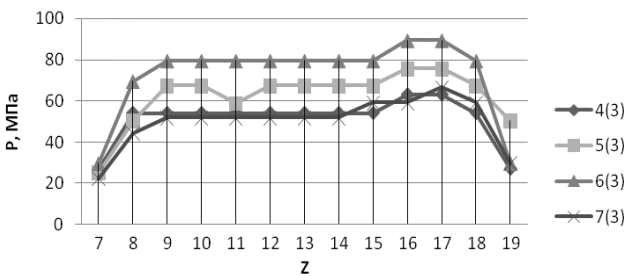


Рисунок 34 – Контактное давление в направлении 3 для вариантов соединения

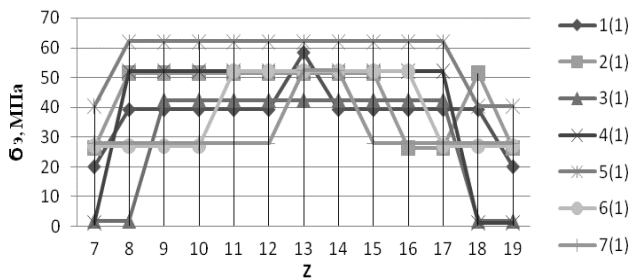


Рисунок 35 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ_e в вале в направлении 1 для вариантов соединения

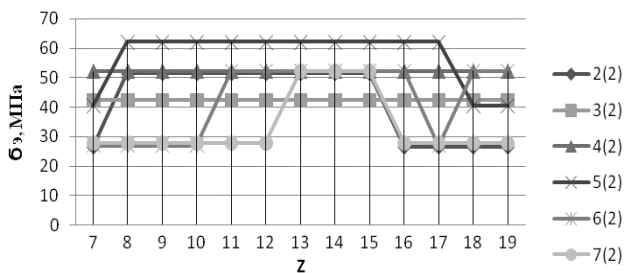


Рисунок 36 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ_e в вале в направлении 2 для вариантов соединения

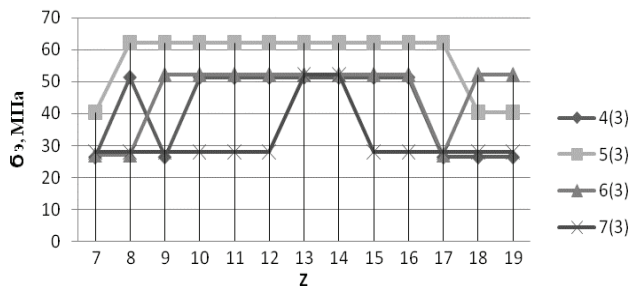


Рисунок 37 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ_e в вале в направлении 3 для вариантов соединения

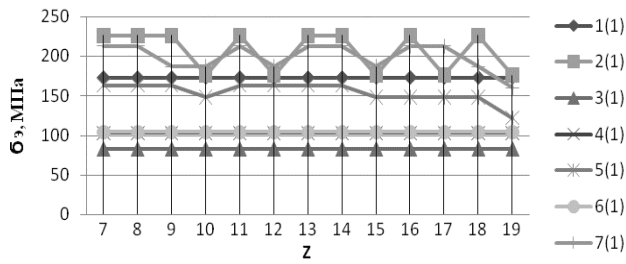


Рисунок 38 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , во втулке в направлении 1 для вариантов соединения

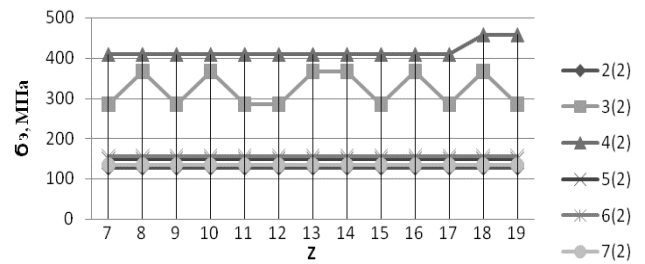


Рисунок 39 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , во втулке в направлении 2 для вариантов соединения

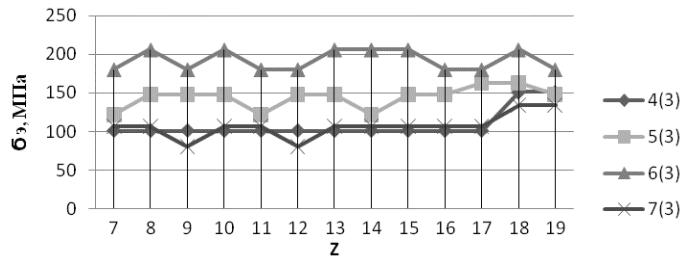


Рисунок 40 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , во втулке в направлении 3 для вариантов соединения

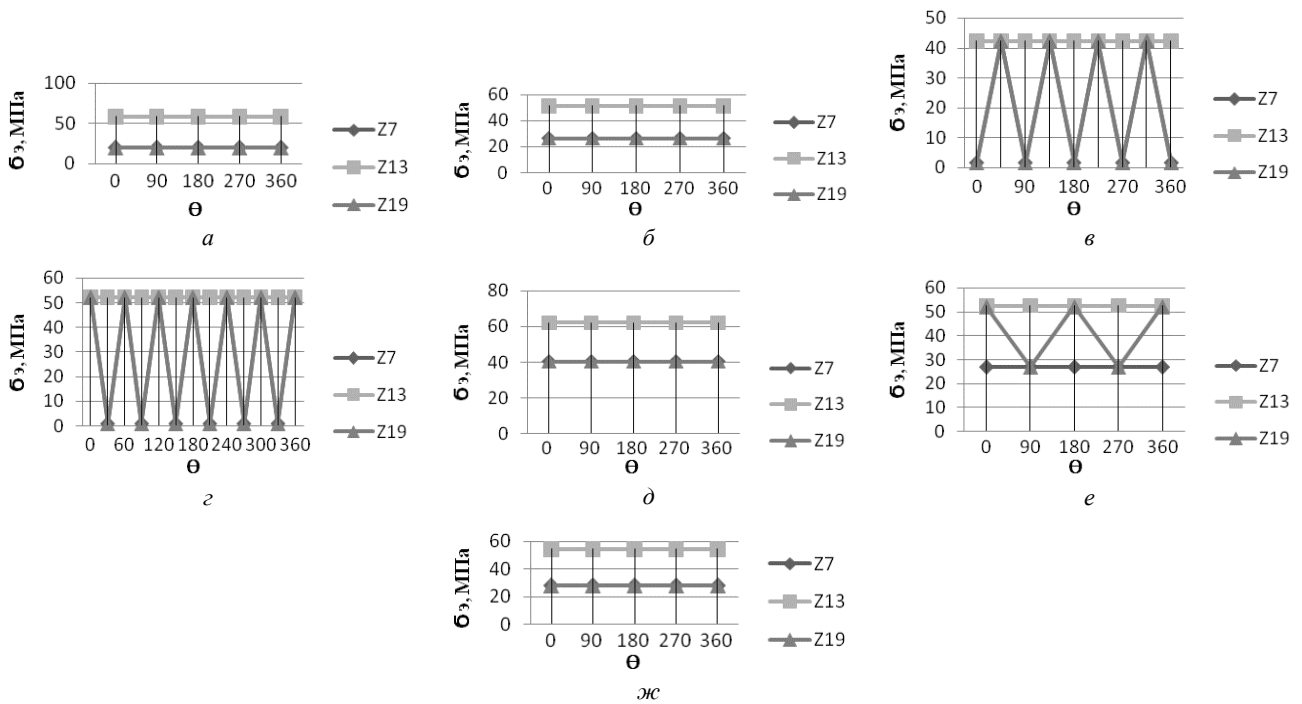


Рисунок 41 – Максимальные значения эквивалентных напряжений в вале в окружном направлении: а – вариант 1; б – вариант 1; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; е – вариант 6; ж – вариант 7

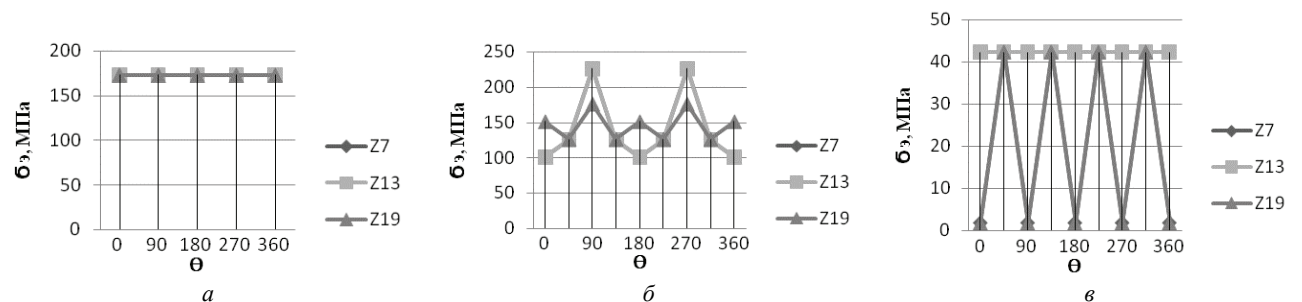
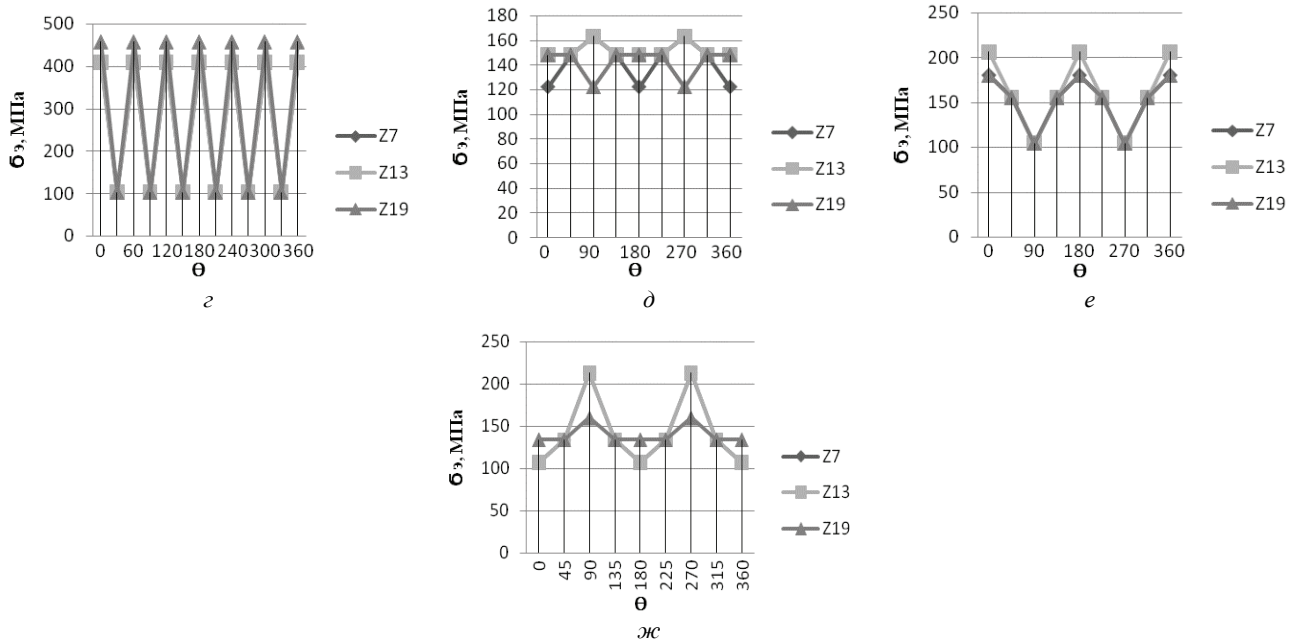


Рисунок 42 – Максимальные значения эквивалентных напряжений во втулке в окружном направлении: а – вариант 1; б – вариант 1; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; е – вариант 6; ж – вариант 7



Продолжение рисунка 42

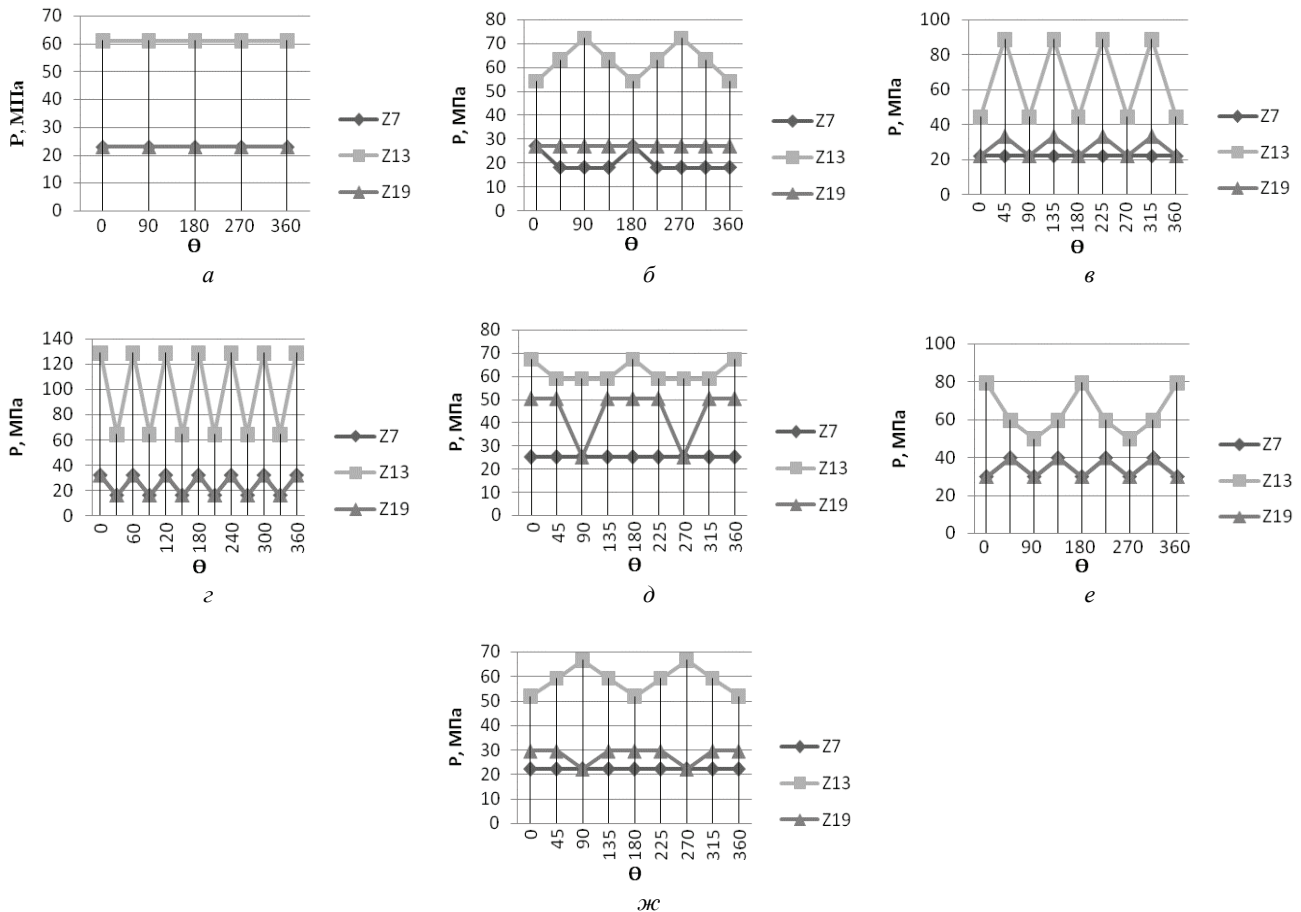


Рисунок 43 – Контактное давление в окружном направлении:

а – вариант 1; б – вариант 1; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; е – вариант 6; ж – вариант 7

Для проверки правильности проведенных с помощью ПК ANSYS расчетов сопоставлено значение контактного давления варианта 1 соединения круглого вала с круглой втулкой (рис. 1) с аналогичным расчетом, проведенным по формуле (2), получаем:

$$\Delta = \left| \frac{69 \cdot 10^6 - 68,6 \cdot 10^6}{69 \cdot 10^6} \right| \cdot 100\% = 0,583\% . \quad (5)$$

Выводы. В результате данного исследования были получены критические значения осевого давле-

ния, для различных вариантов профильных соединений с натягом и исследовано влияние конфигураций этих соединений на их напряженно-деформированное состояние.

Сравнительный анализ определил оптимальный вариант (шестиугольный вал и круглую втулку), критическое давление которого максимально, соответственно это соединение наиболее надежно под воздействием осевого давления.

Список литературы: 1. Берникер Е.И. Посадка с натягом в машиностроении / Е.И. Берникер. – М.: Машиностроение, 1968. – 168 с. 2. Тарабасов Н.Д. Расчет напряженных посадок в машиностроении / Н.Д. Тарабасов. – М.: Машгиз, 1961. – 264 с. 3. Данилов Д.В. НДС профильных соединений с натягом под действием контактных нагрузок / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2011. – № 52. – С. 63-76. 4. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием центробежных нагрузок при вращении / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2011. – № 63. – С. 22-35. 5. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием температур / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2012. – № 55. – С. 38-54. 6. Шевченко Р.А. Компьютерное моделирование некоторых типов профильных соединений с натягом при осевых нагрузках / Р.А. Шевченко, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». 2014. – № 57. – С. 106-114. 7. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с. 8. Чigareв А.В. ANSYS для инженеров: Справочное пособие / А.В. Чigareв, А.С. Кравчук, А.Ф.

Смалюк. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с. 9. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с. 10. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / К.А. Басов. Под ред. Д.Г. Красковского. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.

Bibliography (transliterated): 1. Berniker E.I. Posadka s natyagom v mashinostroenii. E.I. Berniker. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 168 Print. 2. Tarabasov N.D. Raschet napryazhennykh posadok v mashinostroenii. N.D. Tarabasov. Moscow: Mashgiz, 1961. 264 Print. 3. Danilov D.V. NDS profil'nykh soedinenij s natyagom pod dejstviem kontaktnykh nagruzok. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2011. No 52. 63-76 Print. 4. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nykh soedinenij s natyagom pod dejstviem centrobezhnykh nagruzok pri vraschenii. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2011. No 63. 22-35 Print. 5. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nykh soedinenij s natyagom pod dejstviem temperatur. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2012. No 55. 38-54 Print. 6. Shevchenko R.A. Komp'yuternoe modelirovanie nekotorykh tipov profil'nykh soedinenij s natyagom pri osevykh nagruzках. R.A. Shevchenko, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2014. No 57. 106-114 Print. 7. Kaplun A.B. ANSYS v rukah inzhenera: Prakticheskoe rukovodstvo. A.B. Kaplun, E.M. Morozov, M.A. Olfereva. Moscow: Editorial URSS, 2003. 272 Print. 8. Chigarev A.V. ANSYS dlya inzhenerov: Spravochnoe posobie. A.V. Chigarev, A.S. Kravchuk, A.F. Smalyuk. Moscow: Mashinostroenie-1, 2004. 512 Print. 9. Basov K.A. ANSYS: spravochnik pol'zovatelya. K.A. Basov. Moscow: DMK Press, 2005. 640 Print. 10. Basov K.A. ANSYS v primerah i zadachah. K.A. Basov. Pod red. D.G. Kraskovskogo. Moscow: Komp'yuter Press, 2002. 224 Print.

Поступила (received) 23.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лызько Валерия Сергеевна – студентка, кафедра Динамика и прочность машин, НТУ «ХПІ»; тел.: 093 953 77 05; e-mail: valeri5555@ukr.net

Lyzko Valerya Sergeevna – Student, Department of Dynamics and strength of machines, National Technical University «KPI»; tel.: 093 953 77 05; e-mail: valeri5555@ukr.net

Андреев Арнольд Георгиевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин» НТУ «ХПІ»; тел.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Andreev Arnol'd Georgievich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, National Technical University «KhPI», Department of Dynamics and Strength of Machines, tel.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.