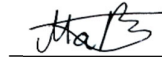


НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
ХЕРСОНСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра зварювання

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри



к.т.н., доцент М.В. Матвієнко

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістра»

на тему: Дослідження впливу опуклості стикових з'єднань на їх напружений стан

Виконав: студент VI курсу, групи 6121зм
зі спеціальності 132 Матеріалознавство
за освітньо-професійною програмою
Інжиніринг зварювання та споріднених
процесів

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)



Лабарткава Сергій Борисович

(прізвище та ініціали)



Керівник

Матвієнко Максим Валентинович

(прізвище та ініціали)



Рецензент

Ярос Юрій Олександрович

(прізвище та ініціали)

Миколаїв-Херсон - 2024 р.

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Херсонський навчально-науковий інститут

Факультет суднобудівний
Кафедра зварювання
Освітній рівень магістр
Спеціальність 132 Матеріалознавство
(шифр і назва)
Освітньо-професійна програма Інжиніринг зварювання та споріднених процесів
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

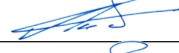
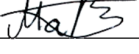
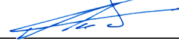
Гарант освітньої програми
 к.т.н., доц. Матвієнко М.В.

“ ” 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

- Лабарткава Сергій Борисович
(прізвище, ім'я, по батькові)
1. Тема проекту Дослідження впливу опуклості стикових з'єднань на їх напружений стан
керівник проекту Матвієнко Максим Валентинович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
- затверджені розпорядженням ХННІ НУК від 10.10.2024 року №
2. Строк подання студентом проекту 14.12 2024 р.
3. Вихідні дані до проекту Стандартні параметри зварних з'єднань, метод скінчених елементів.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналіз сучасного стану досліджень напружень у стиковому з'єднанні. Методика проведення моделювання напружено-деформованого стану стикових з'єднань. Напружений стан стикового симетричного з'єднання при розтягу в пружній стадії роботи.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Параметри моделі, математична та фізична модель, поля напружень для розрахованих варіантів, аналіз результатів моделювання.

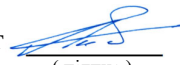
6. Консультанти розділів проекту

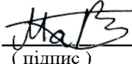
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	к.т.н., доцент Матвієнко М.В.		
2	к.т.н., доцент Матвієнко М.В.		
3	к.т.н., доцент Матвієнко М.В.		

7. Дата видачі завдання _____. 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

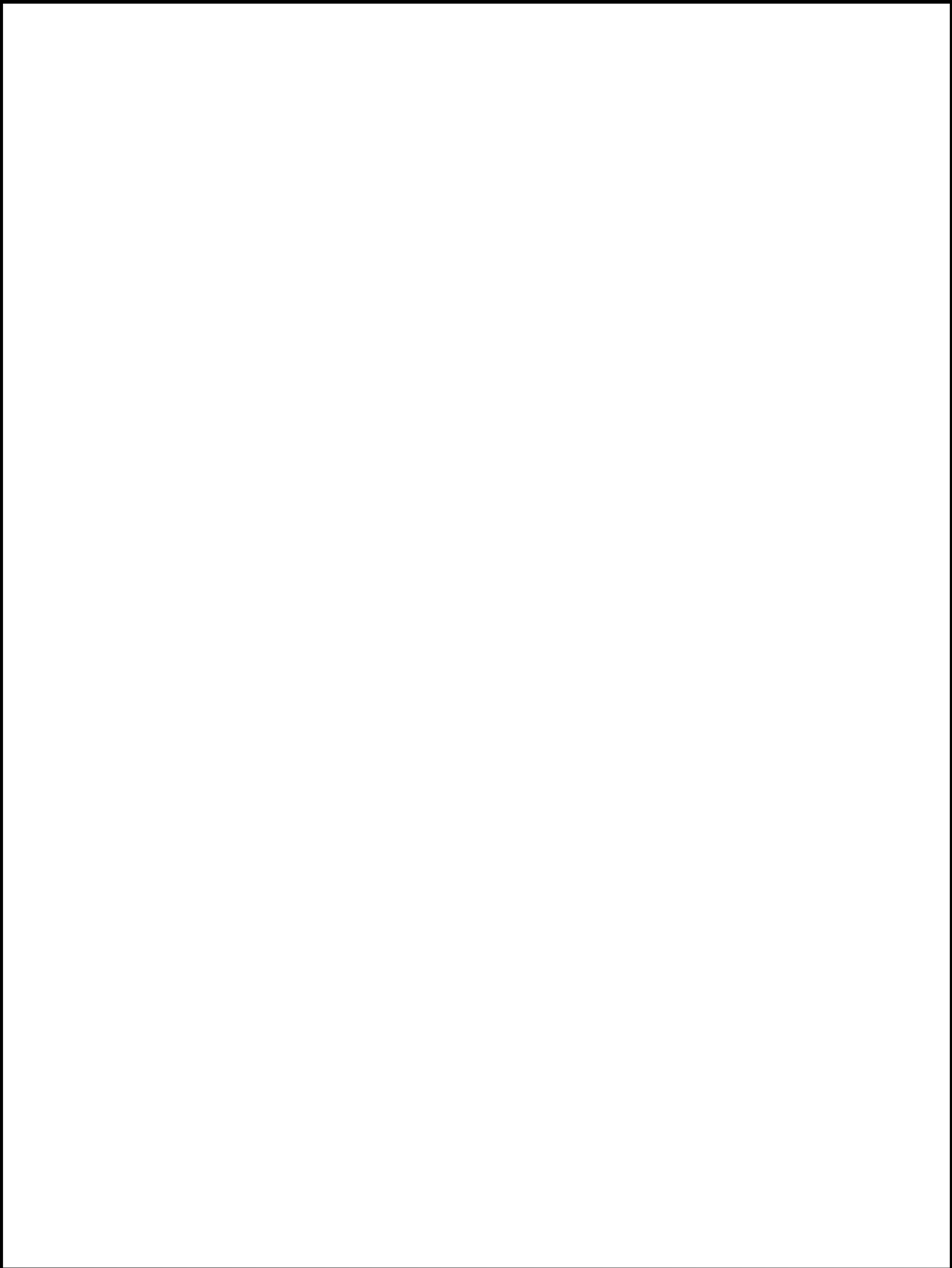
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз способів з'єднання різномірних матеріалів та дослідження напружено-деформованого стану з'єднань; методика проведення досліджень;	28.10.2024р.	
2	Аналіз сучасного стану досліджень напружень у стиковому з'єднанні	04.11.2024р.	
3	Методика проведення досліджень	11.11.2024р.	
4	Напружений стан стикового симетричного з'єднання при розтягу в пружній стадії роботи	18.11.2024р.	
5	Графічна частина	04.12.2024р.	
6	Оформлення пояснювальної записки	05.12.2024р.	

Студент  Лабарткава С.Б.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)  Матвієнко М.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	6
Розділ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ НАПРУЖЕНЬ У СТИКОВОМУ З'ЄДНАННІ.....	9
1.1 Аналіз останніх досліджень	9
1.2 Геометрія стикових з'єднань. Вимоги стандартів до величини випуклості стикових з'єднань.....	9
1.3 Інженерні методи розрахунку й метод теорії пружності.....	14
1.4 Сутність методу скінченних елементів.....	23
Висновки, мета та завдання роботи	30
Розділ 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	33
2.1 Вибір комп'ютерного методу моделювання.....	33
2.2 Програмний комплекс ANSYS	34
2.3 Варіанти моделей	38
Висновки	40
Розділ 3. НАПРУЖЕНИЙ СТАН СТИКОВОГО СИМЕТРИЧНОГО З'ЄДНАННЯ ПРИ РОЗТЯГУ В ПРУЖНІЙ СТАДІЇ РОБОТИ.....	42
3.1 Параметри моделі.....	42
3.2 Результати моделювання напружено деформованого стану.....	43
3.3 Аналіз результатів моделювання.....	89
Висновки	92
Загальні висновки.....	93
Список використаних джерел	94



					131.6121м.19.00.03						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ВСТУП			Літ.	Арк.	Аркуші	
Розроб.	Лабарткава С.Б									5	
Керівник	Матвієнко М.В.										
Консультант								ХННІ НУК			
Н. Контр.											
Зав. каф.											

ВСТУП

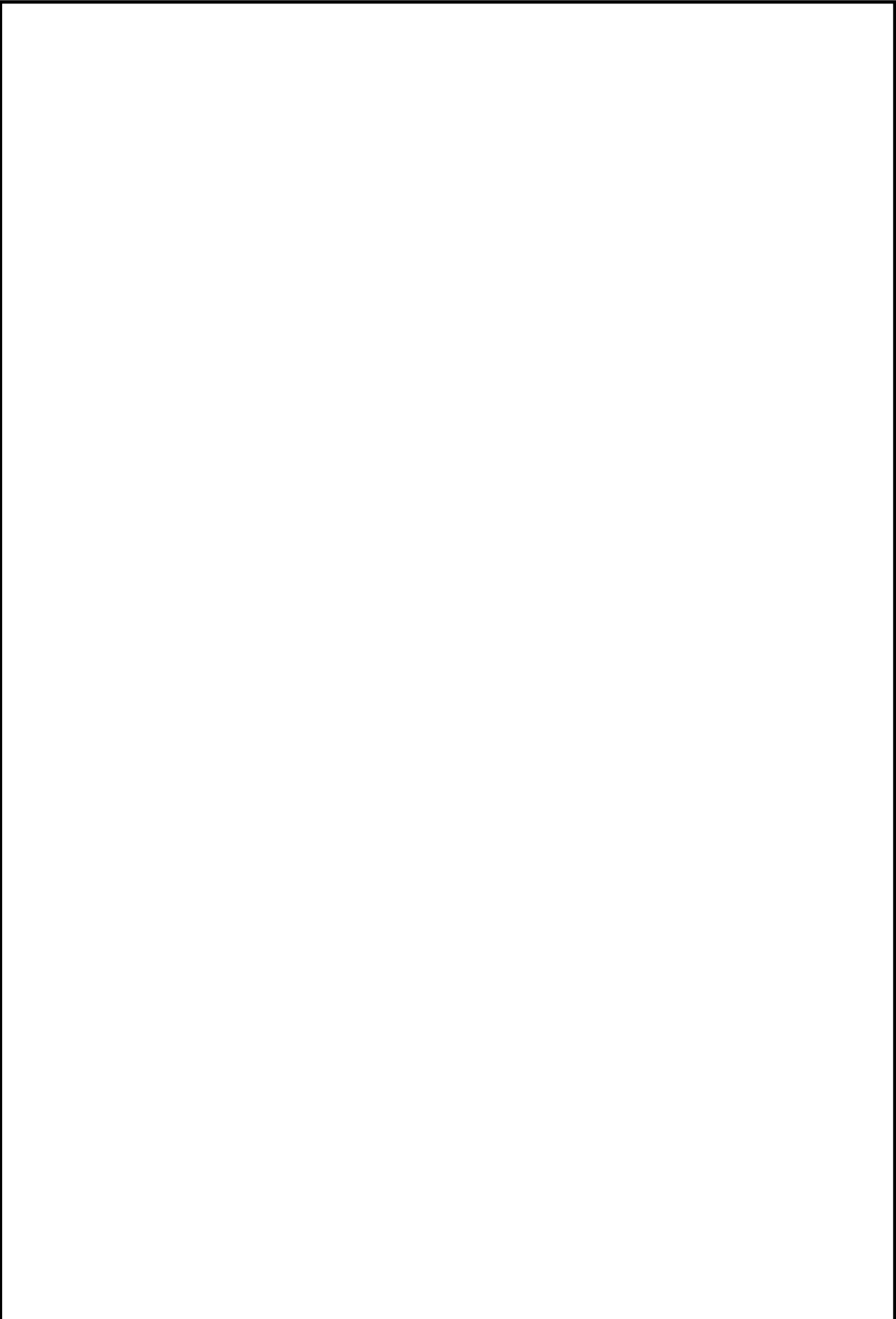
Класична форма поперечного перерізу стикового з'єднання, виконаного дуговими методами зварювання передбачає наявність опуклості шва, розміри якої регламентуються всіма стандартами на зварні з'єднання [1–3]. Довгий час цю опуклість називали посиленням шва, оскільки передбачалося, що збільшення товщини металу на осі шва може компенсувати можливе зниження його міцності проти основним металом.

З розвитком та вдосконаленням технології зварювання та зварювальних матеріалів отримання металу шва, рівномічного основному, для більшості матеріалів, що застосовуються у зварних конструкціях, перестало бути проблемою. Відповідно і вимоги до розмірів опуклості шва здебільшого залишилися суто символічними. У чинних стандартах висота опуклості практично для всіх товщин встановлена в інтервалі від 1,5 до 4 мм за ширини від 5...6 до 60 мм [1–3].

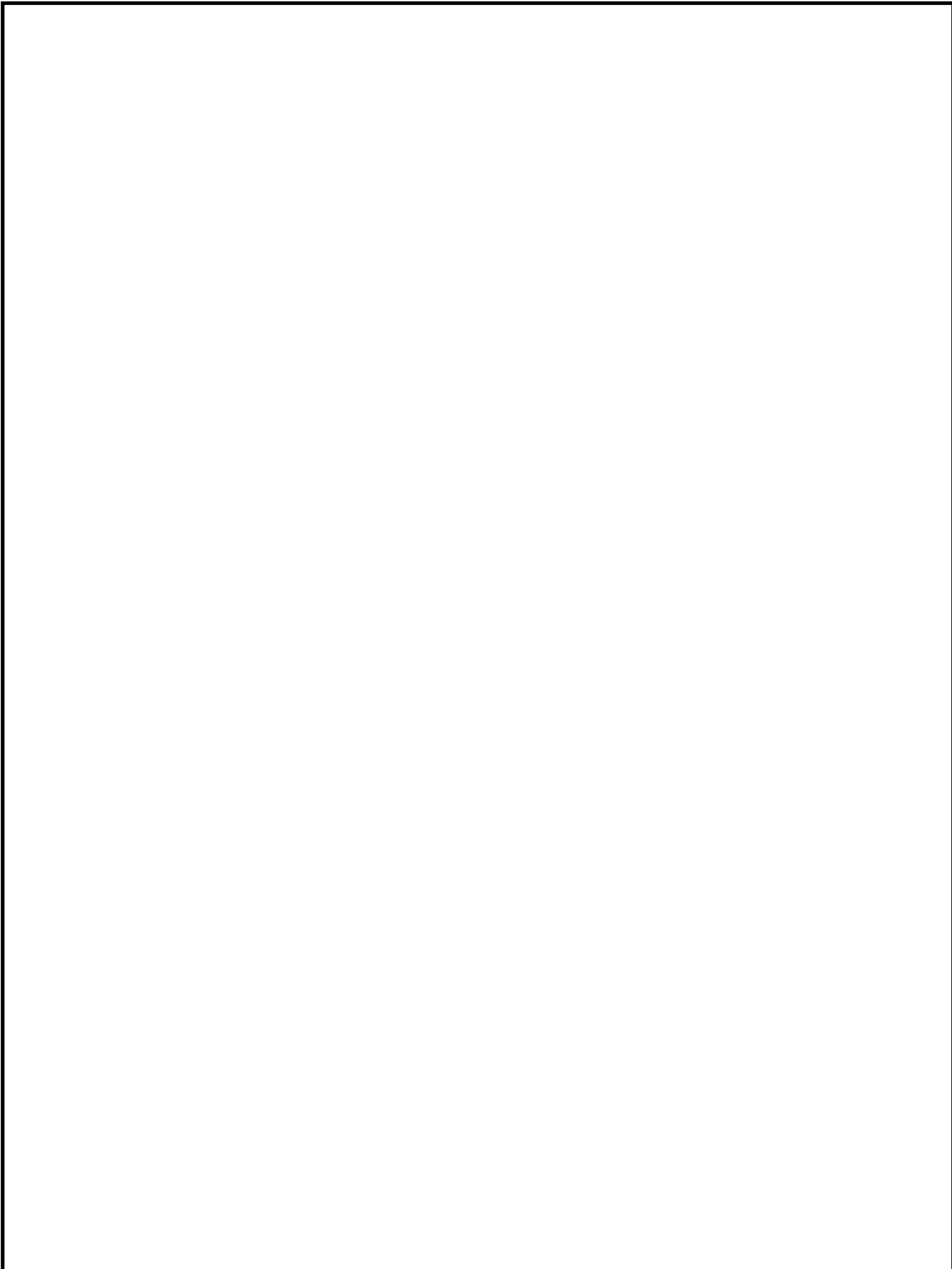
Однак для деяких матеріалів, наприклад, високоміцних сталей, АМг сплавів, проблема отримання швів, рівномічних з основним металом, залишається і в даний час. Часто при неможливості отримання рівномічного металу шва доводиться йти шляхом зниження напруги в ньому за рахунок збільшення висоти опуклості. Але при цьому виникає інша проблема – концентрація напруги в точці переходу від основного металу до металу шва. Можливо, тому в стандартах, що нині діють, на зварювальну термінологію термін «посилення» віднесений до неприпустимих і замінений терміном "опуклість" [4,5].

Аналіз напруженого стану методами теорії пружності [8, 9] при навантаженні розтягуванням показав, що за наявності опуклості в зоні шва рівномірність розподілу порушується, максимальна напруга в зоні концентрації перевищує середню в 1,6-2,0 і більше разів. Водночас експериментальні дослідження показали, що при навантаженні статичним навантаженням та за достатньої пластичності металу така концентрація не впливає на міцність зварного з'єднання. З цього погляду використання опуклості для підвищення несучої здатності стикового з'єднання при статичному навантаженні цілком можливо.

					13126121зм.01.03.03	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					132.6121зм.01.03.01							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз сучасного стану досліджень напружень у стиковому з'єднанні			Літ.		Арк.	Аркушів	
Розроб.		Лабарткава С.Б										8
Керівник		Матвієнко М.В.										
Консультант												
Н. Контр.												
Зав. каф.												
								ХННІ НУК				

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ НАПРУЖЕНЬ У СТИКОВОМУ З'ЄДНАННІ

1.1 Аналіз останніх досліджень

Всі відомі на цей час роботи присвячені визначенню ступеня концентрації напружень у місці переходу від наплавленого металу до основного [6, 7, 11] та впливу концентрації на міцність зварних з'єднань [10]. На жаль, відсутні дані про напружений стан плавного металу (металу шва) загалом і, як наслідок, кількісні залежності, що дозволяють визначити необхідні розміри опуклості, що дають змогу компенсувати зниження характеристик міцності металу шва. Тому тема справжньої роботи є актуальною.

1.2 Геометрія стикових з'єднань. Вимоги стандартів до величини випуклості стикових з'єднань

Стикове з'єднання – зварне з'єднання двох елементів, що примикають одне до одного торцевими поверхнями [6].



Рисунок 1.1 – Схема стикового з'єднання

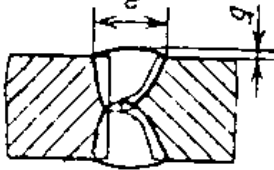
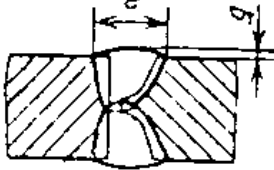
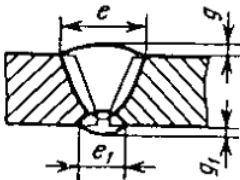
Різні ГОСТ передбачають різну геометрію зварного стикового з'єднання для забезпечення його оптимальних механічних властивостей. Величина геометричних параметрів залежить від товщини зварюваного металу s , типу з'єднання та способу зварювання. Розглянемо параметри випуклості зварних стикових з'єднань пластин, що нас цікавлять у даній роботі.

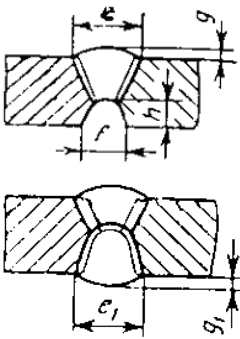
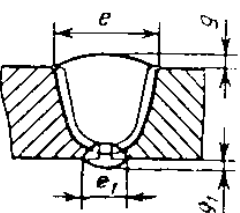
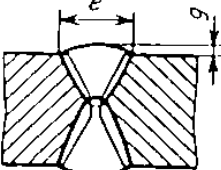
Геометричні параметри зварного з'єднання при ручному дуговому зварюванні регламентує ГОСТ 5264-80. Нижче представлені варіанти опуклості шва [1].

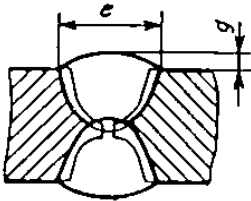
Таблиця 1.1 – Геометричні параметри опуклості шва деяких з'єднань ГОСТ 5264-80

					132.6121зм.01.03.01	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовне позначення зварного з'єднання	Схема зварного шва	$s=s_l$, мм	e , не більше, мм	e_l , не більше, мм	$g=g_l$, мм	
					Номінальне	Допустиме відхилення
C2		1,0...1,5	6	-	1,0	±0,5
		1,5...3,0	7	-	1,5	±1,0
		3,0...4,0	8	-	2,0	
C4		1,0...1,5	6	4	1,0	±0,5
		1,5...3,0	7	6	1,5	±1,0
		3,0...4,0	8		2,0	
C18		3...5	10±2	4±1	0,5	+1,5 -0,5
		5...8	16±2			
		8...11	20±2			
		11...14	24±2	6±1		+2,0 -0,5
		14...17	28±3			
		17...20	32±3			
		20...24	36±3	8±1		
		24...28	40±3			
		28...32	44±3			
		32...36	48±3			
		36...40	50±3			
		40...44	54±4			
		44...48	56±4			
		48...52	60±4			
		52...56	63±4			
		56...60	68±4			
C7		2	8	-	1,5	-
		2...4	9	-		-
		4...5	10	-	2,0	-
C42		6...8	10	12	-	-
		8...10	12	14	-	-
		10...12	14	16	-	-
C15		8...11	10±2	-	0,5	+1,5 -0,5
		11...14	12±3	-		+2,0 -0,5
		14...17	14±3	-		
		17...20	16±3	-		
		20...24	18±3	-		
		24...28	20±3	-		
		28...32	22±3	-		

Умовне позначення зварного з'єднання	Схема зварного шва	$s=s_I$, мм	e , не більше, мм	e_I , не більше, мм	$g=g_I$, мм		
					Номінальне	Допустиме відхилення	
		32...36	24±3	-	0,5		
		36...39	26±3	-			
		39...44	28±3	-			
		44...48	30±3	-			
		48...52	32±3	-			
		52...56	34±3	-			
		56...60	36±3	-			
		60...64	39±4	-			
		64...70	42±4	-			
		70...76	45±4	-			
		76...82	48±4	-			
		82...88	51±4	-			
		88...94	54±4	-			
		94...100	58±4	-			
		C16		30...32		16±3	-
32...36	17±3			-			
36...40	18±3			-			
40...44	19±3			-			
44...48	20±3			-			
48...52	21±3			-			
52...56	22±3			-	+3,0 -0,5		
56...60	23±3			-			
60...64	24±4			-			
64...70	25±4			-			
70...76	26±4			-			
76...82	27±4			-			
82...88	28±4			-			
88...94	29±4			-			
94...100	30±4			-			
100...106	32±4	-					
106...112	34±4	-					
112...118	36±4	-					
118...120	38±4	-					
C21		3...5	8±2	8±2	0,5	+1,5 -0,5	
		5...8	12±2				
		8...11	16±2				
		11...14	19±2	10±2		+2,0 -0,5	
		14...17	22±3				
		17...20	26±3				
		20...24	30±3				
		24...28	34±3				
		28...32	38±3				
		32...36	42±3	12±2			
		36...40	47±3				
		40...44	52±4				
		44...48	54±4				
		48...52	56±4				

Умовне позначення зварного з'єднання	Схема зварного шва	$s=s_l$, мм	e , не більше, мм	e_l , не більше, мм	$g=g_l$, мм		
					Номінальне	Допустиме відхилення	
C45		52...56	60±4	18±2	0,5	+1,5 -0,5	
		8...11	14±2				
		11...14	16±2				
		14...17	20±3				
		17...20	24±3	20±2		+2,0 -0,5	
		20...24	27±3				
		24...28	30±3				
		28...32	34±3	22±2			
		32...36	36±3				
		36...40	38±3				
C23		15...17	26±3	10±2	0,5		+2,0 -0,5
		17...20	28±3				
		20...24	30±3				
		24...28	32±3				
		28...32	33±3				
		32...36	34±3	12±2			
		36...40	35±3				
		40...44	36±4				
		44...48	38±4				
		48...52	40±4				
		52...56	42±4	14±2		+3,0 -0,5	
		56...60	44±4				
		60...64	46±5				
		64...70	48±5				
		70...76	50±5				
		76...82	52±5				
		82...88	54±5				
		88...94	56±5				
		94...100	60±5				
C25		8...11	10±2	-	0,5	+1,5 -0,5	
		11...14	12±2	-			
		14...17	14±3	-		+2,0 -0,5	
		17...20	16±3	-			
		20...24	18±3	-			
		24...28	20±3	-			
		28...32	22±3	-			
		32...36	24±3	-			
		36...40	26±3	-			
		49...44	28±3	-			
		44...48	30±3	-			
		48...52	32±3	-			
		52...56	34±3	-			
		56...60	36±3	-			
		60...64	39±4	-			
		64...70	42±4	-			
		70...76	45±4	-			+3,0 -0,5

Умовне позначення зварного з'єднання	Схема зварного шва	$s=s_I$, мм	e , не більше, мм	e_I , не більше, мм	$g=g_I$, мм	
					Номінальне	Допустиме відхилення
		76...82	48±4	-		
		82...88	51±4	-		
		88...94	54±4	-		
		94...100	57±4	-		
		100...106	60±4	-		
		106...112	63±4	-		
		112...118	66±4	-		
		118...120	68±4	-		
С26		30...34	23±3	-	0,05	+2,0 -0,5
		34...38	24±3	-		
		38...42	25±3	-		
		42...46	26±3	-		
		46...50	27±3	-		
		50...54	28±3	-		
		54...60	29±3	-		+3,0 -0,5
		60...66	31±4	-		
		66...72	33±4	-		
		72...78	34±4	-		
		78...84	36±4	-		
		84...90	38±4	-		
		90...96	40±4	-		
		96...100	42±4	-		
		100...108	44±4	-		
		108...116	46±4	-		
		116...124	48±4	-		
		124...132	50±5	-		
		132...140	52±5	-		
		140...148	54±5	-		
		148...156	56±5	-		
		156...164	60±5	-		
		164...170	64±5	-		
		170...175	68±5	-		

Для наочності, побудуємо графічну залежність зміни геометричних параметрів згідно ГОСТ 5264-80 (рис. 1.2).

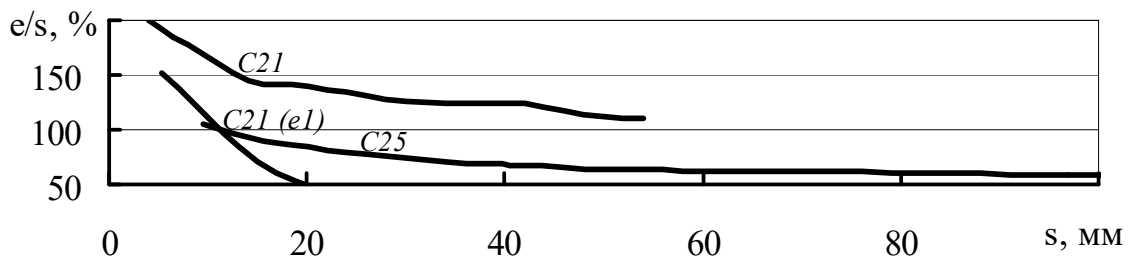


Рисунок 1.2 – Залежність зміни ширини опуклості шва від товщини металу: C25 – двостороннє зварювання; C21 – одностороннє зварювання з підварюванням кореня

На основі даних ГОСТ 5264-80 за допомогою програмного забезпечення складемо рівняння функцій залежності зміни ширини опуклості шва від товщини металу для різних типів з'єднань:

- для C25: $e = -0,175 \cdot s \cdot \ln(s) + 1,364 \cdot s$;
- для C21: $e = -0,332 \cdot s \cdot \ln(s) + 2,415 \cdot s$;

Досліджуваний виріб – полотно розміром перерізу 120 · 30 мм.

1.3 Інженерні методи розрахунку й метод теорії пружності

Теорія пружності, як і теорія міцності, що використовується в опорі матеріалів, досліджує напруження та деформації у твердому тілі під час розв'язування технічних задач міцності. Однак теорія пружності дає більш точні результати. Крім того, вона дозволяє розв'язувати більш складні задачі щодо напружень і деформацій при заданих зовнішніх навантаженнях у пружному тілі будь-якої форми. При цьому застосовується більш складний математичний апарат, ніж в курсі опорі матеріалів, у якому розглядається в основному брус, тобто тіло подовженої форми.

Методи теорії пружності складні, тому вони рідко використовуються в інженерних розрахунках звичайних конструкцій. Разом з тим теорія пружності дозволяє оцінити правильність і практичну придатність інженерних методів, установити границі й умови застосування цих спрощених методів і покладених в їхню основу гіпотез, що прийняті в теорії опорі матеріалів. Однак з ускладненням конструкцій і умов їхньої роботи (літаючі апарати, хімічне машинобудування,

ядерна фізика, кораблебудування тощо), а також у зв'язку з усе більш широким застосуванням ЕОМ і числових методів розв'язання (методу скінченних елементів (МСЕ)) з'являються потреба та можливість використання методів теорії пружності й для розв'язування інженерних задач.

Основні передумови теорії пружності склалися як результат ідеалізації реальних властивостей пружного тіла ще в працях основоположників цієї науки в першій половині XIX століття: Навьє, Коші, Пуассона, Сен-Венана. Нижче наведено передумови, що стосуються насамперед властивостей матеріалу, досліджуваного в теорії пружності:

1. Пружність матеріалу передбачається досконалою (ідеальною).
2. Матеріал вважається однорідним, тобто він у всіх точках тіла однаковий.
3. Матеріал передбачається ізотропним: його фізичні властивості однакові у всіх напрямках.
4. Матеріал пружного тіла суцільний, тобто заповнює зайнятий ним простір без розривів.
5. У пружному тілі відсутні початкові напруження (тіло без навантаження вважається ненапруженим).
6. Матеріал працює в межах закону Гука щодо пропорційності напружень і деформацій.
7. Матеріал приймається настільки жорстким, що відносні переміщення його точок, нерозривно зв'язаних з деформаціями, можуть вважатися дуже малими в порівнянні з лінійними розмірами тіла. Це дає можливість вважати, що сили прикладені в точках, визначених координатами до деформації тіла.

Передумови щодо однорідності, ізотропності й суцільності дозволяють застосовувати диференціальний метод як загальний і основний у теорії пружності. Передумови стосовно законів Гука і малих відносних переміщень дозволяють використовувати принцип накладання (принцип незалежності дії сил).

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріали, що застосовуються в машино- й суднобудуванні, будівництві та інших галузях техніки, не мають у повній мірі зазначених властивостей. Однак багато з матеріалів, зокрема сталь, має практично високу пружність до певного рівня напружень і деформацій, так званої границі пружності. У реальних конструкціях опір навантаженням звичайно не виходить за границю пружності, у цьому випадку сталь і багато інших матеріалів, що застосовуються в техніці, практично відповідають закону Гука.

Багато матеріалів, у тому числі й сталь, більш-менш задовольняє передумови щодо однорідності, суцільності та ізотропності пружного тіла. Точно кажучи, сталь не є аморфним матеріалом, має кристалічну структуру, досить складну і "безладну". Але розміри кристалів дуже малі в порівнянні з розмірами тіла. Тому на практиці до сталі так само, як і до інших конструкційних матеріалів, можуть бути застосовані вищезгадані гіпотези.

Припущення про відносну малість деформацій досить добре узгоджуються з реальними властивостями багатьох конструкційних матеріалів, а особливо сталі. У межах пружності відносна деформація подовження сталі звичайно не перевищує величину σ_m/E , де σ_m - границя плинності; E - модуль пружності, тобто величину, близьку до 0,001 (0,1 %).

Основними поняттями теорії пружності є напруження і деформації.

Напруження є мірою інтенсивності внутрішніх сил пружності, або сил контактної взаємодії окремих частин тіла. Воно має деяку величину (кількісну характеристику, вимірювану в МПа, Н/мм² або інших аналогічних одиницях) і визначений напрямок як вектор.

Положення нескінченно малої площадки dF , в якій воно виникає, визначається просторовими координатами точки (x, y, z) і напрямком нормалі до площадки (рис. 1.3).

Вектор повного напруження p_r (спрямований у загальному випадку довільно відносно площадки) може бути розкладеним у трьох напрямках, паралельних координатним осям x, y і z . Величини складових позначимо буквами p_{xv} , p_{yv} і p_{zv} .

Індекси вказують напрямок проєкції та напрямок нормалі до площадки, в якій виникає дане напруження.

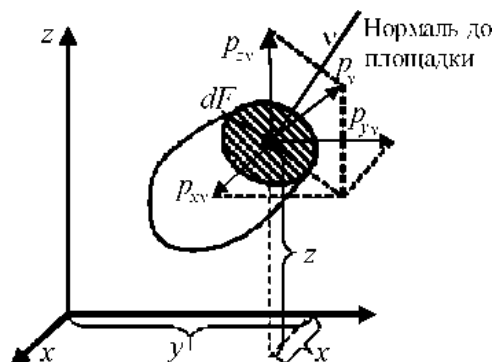


Рисунок 1.3 – Елементарна площадка в тілі та напруження в ній
Найчастіше орієнтуються на три взаємно перпендикулярні площадки (x , y і z), проведені через дану точку паралельно координатним площинам, тобто перпендикулярні до координатних осей (рис. 1.4). Складові повних напружень у цих площадках позначаються:

- у площадці, перпендикулярній до осі x , через σ_x , τ_{yx} , τ_{zx} ;
- у площадці, перпендикулярній до осі y , через σ_y , τ_{xy} , τ_{zy} ;
- у площадці, перпендикулярній до осі z , через σ_z , τ_{yz} , τ_{xz} .

Цю сукупність напружень прийнято записувати у вигляді матриці (тензора):

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

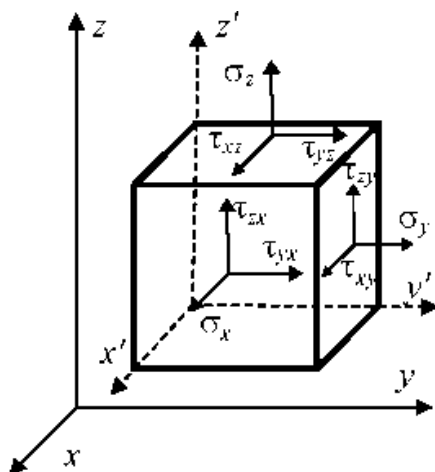


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема елемента тіла

Діагональні компоненти називаються нормальними компонентами тензора напружень, а інші - дотичними.

У прийнятих позначеннях нормальних і дотичних складових напруження індекси вказують, у напрямку якої осі береться складова напруження та паралельно якої осі спрямована нормаль площадки, в якій діє дане напруження. Для нормальних складових ці індекси збігаються, тому їх прийнято позначати одним індексом. Наприклад, $\sigma_{xx} = \sigma_x$ – нормальне напруження, паралельне осі x , що діє на площадці, нормаль до якої також паралельна осі x .

Матриця напружень симетрична по відношенню до головної діагоналі (закон парності дотичних напружень), тобто $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ і т. д. Нормальні напруження, що розтягують матеріал, вважаються позитивними, а стискаючі - негативними. Дотичні напруження вважаються позитивними, якщо вони прагнуть зменшити прямий двогранний кут у координатній системі біля початку координат.

Тензор напружень цілком визначає напружений стан матеріалу в області даної точки. Він має інваріанти, що не залежать від обраної системи координат. Одним з таких інваріантів є еквівалентне напруження, або інтенсивність напружень:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

Об'єктивною характеристикою напруженого стану в даній точці є поняття головних напружень, що відповідають таким напрямкам системи координат, в яких відмінні від нуля тільки діагональні компоненти тензора напружень:

$$T_\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}$$

При цьому $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$.

Деформації - це відносна зміна довжини нескінченно малого лінійного елемента, виділеного в даній точці в даному напрямку. Аналогічно напруженням для деформацій існує поняття тензора деформацій

$$T_{\varepsilon} = \begin{vmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{vmatrix}.$$

Тензор деформацій має аналогічні властивості, що і тензор напружень, тобто він симетричний відносно головної діагоналі та має ряд інваріантів, зокрема інтенсивність деформацій

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_x - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + 6(\varepsilon_{xy}^2 + \varepsilon_{xz}^2 + \varepsilon_{yz}^2)}.$$

Компоненти тензора деформацій зв'язані з компонентами вектора переміщень диференціальними співвідношеннями типу

$$\varepsilon_x = \frac{\partial U_x}{\partial x}; \quad \varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_y}{\partial x} \right);$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial U_y}{\partial y}; \quad \varepsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_z}{\partial y} + \frac{\partial U_y}{\partial z} \right);$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial U_z}{\partial z}; \quad \varepsilon_{xz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \right),$$

де U_x, U_y, U_z – складові переміщень точок тіла в напрямку осей x, y, z ;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – відносні подовження вздовж відповідних осей;

$\varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}$ – відносні зсуви (зміни початково прямих кутів між напрямками x — y , x — z , y — z відповідно).

Відносні зсуви також позначаються як γ_{xy}, γ_{xz} і γ_{yz} .

Компоненти деформацій повинні задовольняти шість рівнянь суцільності (або нерозривності) Сен-Венана

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y}; \quad \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial z \partial y};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial x \partial z}; \quad \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} - \frac{\partial \gamma_{zy}}{\partial x} \right);$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x \partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \gamma_{zy}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} - \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} \right); \quad \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x \partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right).$$

Компоненти напруження мають задовольняти диференціальні рівняння рівноваги

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X = 0; \quad \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y = 0;$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + Z = 0,$$

де X, Y, Z - компоненти об'ємної сили.

Пружністю називається властивість матеріалу відновлювати після зняття навантаження початкові розміри і форму тіла, виробленого з даного матеріалу.

Задачею теорії пружності є точний кількісний опис напружено-деформованого стану пружного тіла, що піддається зовнішньому впливу. В області малих деформацій пружного тіла діє закон Гука, що для ізотропного тіла має такий вигляд:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]; \quad \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)]; \quad \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_y + \sigma_x)];$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}; \quad \gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G},$$

де E - модуль пружності;

$G = E/[2(1+\mu)]$ – модуль зсуву;

μ – коефіцієнт Пуассона.

До плоскої задачі теорії пружності відносять задачу про плоский напружений стан і задачу про плоску деформацію.

Для тонкостінних елементів типу пластин і оболонок, коли поверхні вільні від зовнішнього навантаження, тензор напружень спрощується за рахунок того, що можна знехтувати компонентами $\sigma_z, \tau_{xz}, \tau_{yz}$. Це так званий плоский напружений стан.

Точне розв'язування задач теорії пружності й, тим більше, пластичності пов'язане зі значними математичними труднощами і розроблене для невеликої кількості порівняно простих випадків. Тому звичайно використовують наближені методи розв'язання. Зокрема у зв'язку з використанням ЕОМ широке застосування знайшов метод скінчених елементів [16].

Згідно Державним будівельним нормам України (ДБНУ), конструкції слід розраховувати на силовий вплив за методом граничних станів, при котрих

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конструкція перестає задовольняти експлуатаційним вимогам. Граничні стани поділяються на дві групи:

1. Загальна втрата стійкості форми, втрата стійкості положення; крихке, в'язке, втомне або іншого характеру руйнування; руйнування під сумісним впливом силових факторів та несприятливої дії оточуючого середовища; якісна зміна конфігурації; резонансні коливання; стани, в яких виникає необхідність зупинки експлуатації в результаті плину матеріалу, зсувів у з'єднаннях, повзучості та надмірного відкриття тріщин.
2. Граничні стани, що затрудняють нормальну експлуатації конструкції або знижують її довговічність в результаті появи недопустимих переміщень (прогинів, осадів, кутів повороту), коливань, тріщин і т. ін.

В основу розрахунку покладені так звані нормативні опори. В якості нормативного опору прийнято називати найменше значення границі плинності сталі. З врахуванням неоднорідності властивостей сталі розрахункові опори R отримують діленням нормативних опорів на коефіцієнт безпеки за матеріалом k_m . Для низьковуглецевої сталі $R = 0,9 \cdot \sigma_m$.

При розрахунку за цим методом знаходять величини допустимих зусиль в елементах. Допустимі зусилля визначають з врахуванням коефіцієнту надійності k_n та коефіцієнту умов роботи m , що враховують специфічний характер роботи конкретних об'єктів розглядаємої області техніки. Їх визнають на основі всестороннього вивчення роботи конструкції [12].

За допустимими напруженнями розрахунок виконується в наступній послідовності:

1. визначення діючих навантажень (зовнішніх сил, включаючи реакції опор):
 - узагальнених сил в конструкції, її елементах, вузлах, перерізах і з'єднаннях. Узагальненими силами в загальному випадку є осьові P (розтяг, стиск), поперечні (зріз, зсув), згинальні моменти M , моменти крутіння $M_{кр}$. Під час вирішення цих задач використовуються звичайні

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

методи механіки;

- визначення напружень, що утворюються дією узагальнених сил, нормальних (σ_P, σ_M), дотичних (τ_Q, τ_{KP}) і еквівалентних (результуючих) $\sigma_{екв}$. Для розв'язування цих задач використовують методи опору матеріалів, будівельної механіки, рідше теорії пружності.

2. визначення допустимих напружень $[\sigma]$, при перевищенні яких працездатність конструкції не може бути гарантована. Ці напруження визначаються як відношення граничних напружень до коефіцієнту запасу міцності, тобто $[\sigma] = \sigma_{гп} / k_3$. Граничним вважається найменше значення напруження, що призводить до недопустимих деформацій об'єкта або його руйнування. Звичайно недопустимими є пластичні деформації. Тому в якості граничних у більшості розрахунків приймають границю плинності матеріалу конструкції $\sigma_{гп} = \sigma_T$. Коефіцієнт запасу вводять з урахуванням можливих помилок і неточностей (наближеність розрахункових формул, відхилення фактичних властивостей матеріалу від передбачених нормами і т.п.). Коефіцієнт запасу може змінюватися в досить широких межах від 1,1 до 2,0. Використовуючи цей коефіцієнт варто враховувати те, що його зменшенням зростає економічність конструкції, але збільшується ризик аварії, і навпаки. У більшості розрахунків коефіцієнт запасу приймають $k_3 = 1,5$. Як показав багаторічний досвід експлуатації таке значення забезпечує оптимальне сполучення економічності і надійності конструкцій;

3. перевірка умови міцності. Відповідно до цієї умови максимальні розрахункові напруження (напруження в найбільш навантажених, небезпечних точках) не повинні перевищувати допустимих, тобто $\sigma_{екв} \leq [\sigma]$ [12].

Дослідження впливу випуклості шва на напружений стан стикового з'єднання було проведено Г. А. Ніколаєвим. Теоретично він розрахував коефіцієнт концентрації напружень у точці зміни геометрії шва та побудував епюру, наведену на рис. 1.5.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

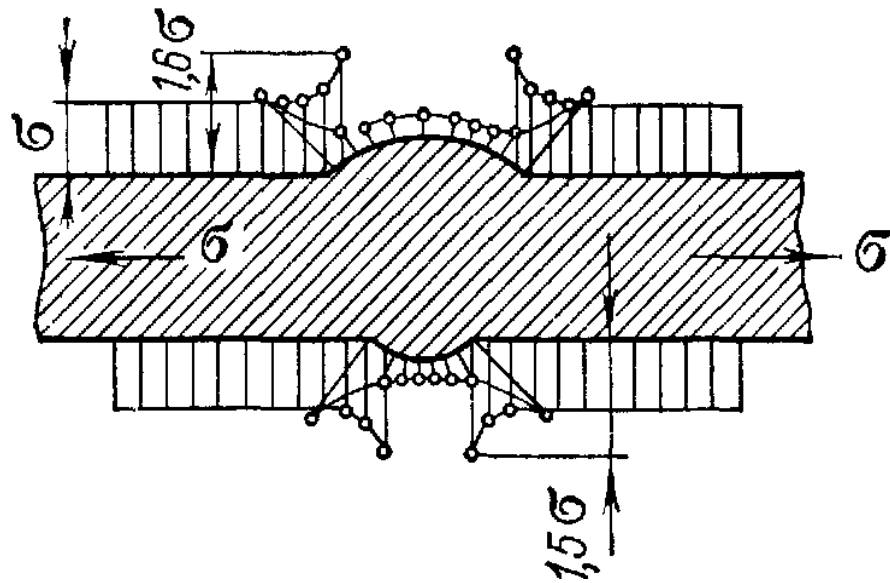


Рисунок 1.5 – Розподілення напружень у стиковому шві при дії напруження розтягу [12]

1.4 Сутність методу скінченних елементів

Методи розрахунку, що засновані на гіпотезі плоских перерізів, унаслідок своєї простоти знайшли широке застосування в інженерній практиці. Вони використовуються при розрахунках як міцності зварних з'єднань та конструкцій, так і власних деформацій та напружень. На жаль, вони дають досить точні результати тільки для конструкцій і елементів конструкцій, у яких довжина (один з розмірів) у кілька разів (6-10) більше від двох інших розмірів (висоти й ширини), тобто для стрижнів, балок, стояків тощо. У більшості випадків цього достатньо для розрахунку. Але на практиці також застосовуються плоскі й об'ємні елементи і конструкції. Крім того в машинобудуванні широко використовуються вузли з різномірних матеріалів, які отримані дифузійним зварюванням та паянням. Для таких конструкцій більш точну і повну картину дають методи теорії пружності й пластичності. Розв'язання в загальному вигляді задач теорії пружності (інтегруванням диференціального рівняння) можуть бути отримані для обмеженої кількості порівняно простих задач. Разом з тим останніми роками у зв'язку з

поширенням і удосконаленням електронно-обчислювальної техніки усе більш широке застосування одержали числові методи, зокрема МСЕ.

Фізична сутність МСЕ ґрунтується на уявленні конструкції у вигляді сукупності окремих (геометрично визначених) скінченних елементів, з'єднаних між собою у вузлових точках. У цих точках прикладаються деякі фіктивні зусилля взаємодії, які характеризують дію розподілених внутрішніх напружень уздовж реальних границь суміжних елементів. Задача зводиться до розрахунку пружної системи з певною скінченною кількістю ступенів вільності.

Заміна вихідної конструкції сукупністю дискретних скінченних елементів припускає рівність енергії конструкції та її дискретної моделі. Для деяких конструкцій отримання енергетичного балансу приводить до одержання дискретної моделі, яка точно описує поведінку вихідної конструкції. До таких конструкцій належать уже складені з дискретних елементів конструкції: ферми, рами, перекриття тощо.

У випадку, якщо елементи реальної конструкції мають уздовж своєї границі безперервні зв'язки із суміжними елементами, дискретна модель буде тільки приблизно відображати поведінку вихідної конструкції. Характер взаємодії повинен бути обраний таким, щоб зменшення розмірів скінченних елементів приводило до одержання результату, який наближається до точного.

Після ідеалізації конструкції у вигляді сукупності дискретних скінченних елементів визначається зв'язок між вузовими переміщеннями і зусиллями кожного скінченного елемента, тобто його пружні властивості. Це робиться в матричній формі, кінцевою метою є визначення матриці жорсткості спочатку для кожного окремого скінченного елемента, а потім для всієї конструкції.

Теоретично основа методу базується на відомому принципі можливих переміщень Лагранжа, що формулюється так: "Якщо система матеріальних точок перебуває в рівновазі, то робота всіх прикладених до неї сил на будь-яких можливих нескінченно малих відхиленнях від положення рівноваги дорівнює нулю". Це відповідає мінімуму функціонала потенційної енергії деформації системи.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У результаті мінімізації функціонала потенційної енергії деформації отримується диференціальне рівняння Ейлера-Лагранжа. Точне розв'язання цього рівняння в реальній постановці задачі через складність навантаження конструкції та граничних умов звичайно неможливе. Тому йде пошук наближеного розв'язання за відомими методами Релея, Рітца, Бубнова-Гальоркіна. У методі Бубнова-Гальоркіна розв'язання знаходиться у вигляді ортогональних функцій, що приводить до системи лінійних алгебраїчних рівнянь для шуканих коефіцієнтів розкладання. Отримана матриця розв'язання цієї системи i є наближеним розв'язанням для переміщень у вузлах.

Система рівнянь трактується як матричне рівняння рівноваги, в якому головне місце займає так звана матриця жорсткості системи. Іноді зручно одержати матрицю жорсткості системи не з мінімізації функціонала, а з принципу можливих переміщень стрижневих систем.

У МСЕ, як ні в якому іншому методі числового аналізу, гармонійно проявляється синтез методів теорії пружності, пластичності й будівельної механіки, що поєднує суміжні розділи наук про жорстке деформоване тіло в єдину галузь – будівельну механіку конструкції різноманітних об'єктів: літака, ракети, корабля, нафтопроводу тощо.

Універсальність МСЕ полягає в його використанні для розв'язування різноманітних задач теплопровідності, дифузії, геофізики, фільтрації в пористих середовищах, розрахунку складних магнітних полів тощо як завдань механіки суцільного середовища.

Мета МСЕ - одержати для скінченного елемента рівняння у вигляді $\{P\} = [k] \{\delta\}$, що зв'язує сили $\{P\}$ та переміщення $\{\delta\}$ у вузлах за допомогою матриці жорсткості $[k]$.

Як відомо з основної концепції МСЕ, вся модель конструкції (або окремої її частини) поділяється на велику кількість скінченних елементів, з'єднаних між собою у вершинах (вузлах). Сили діють у вузлах. Скінченний елемент не є

абсолютно жорстким тілом. Скінченно-елементна модель припускає, що напруження й деформації є і поза даним скінченним елементом.

Існує декілька найбільш вживаних типів скінченних елементів: брус, стрижень, тонка пластина чи оболонка, дво- або тривимірне тіло. Природно, що при побудові моделі можуть бути використані не один, а кілька типів елементів.

Точність розрахунків МСЕ залежить від багатьох факторів, у тому числі й від кількості скінченних елементів. Однак, якщо напруження значно не змінюються в межах моделі, то кількість скінченних елементів несуттєво впливає на точність обчислення напружень [13,14].

Використання методу скінченних елементів майже завжди вносить деякі спрощення по відношенню до реального об'єкту. У зв'язку з цим вирішальним етапом аналізу є етап визначення необхідних спрощень при побудові моделі, рішенні і обробці результатів. Оскільки метод скінченних елементів є чисельним методом, то точність одержуваних результатів залежить від типу, розмірів і розміщення скінченних елементів. Використання моделей з великою сіткою в загальному випадку дає результати, занижені на 20-40% порівняно з дійсними значеннями. Зменшення розмірів елемента до прийнятного рівня забезпечує потрібну деталізацію розрахункової моделі та отримання більш достовірних результатів. Однак, використання скінченних елементів більш високого порядку і зменшення довжини грані елемента не завжди призводить до збільшення точності одержуваних результатів, а в деяких випадках є нераціональним [14].

Скінченні елементи можуть бути лінійними (елементи першого порядку) або параболічними (елементи другого порядку). Лінійні елементи мають прямі сторони й вузли тільки в кутах. Таким чином, мінімальна кількість вузлів тривимірного елемента дорівнює чотирьом. Параболічні елементи можуть мати проміжний вузол уздовж кожної зі сторін. Саме завдяки цьому сторони елемента можуть бути криволінійними (параболічними). При однаковій кількості елементів параболічні елементи дають більшу точність обчислень, тому що вони більш точно відтворюють криволінійну геометрію моделі й мають більш точні функції форми

(апроксимуючі функції). Однак розрахунок із застосуванням скінченних елементів високих порядків вимагає більших комп'ютерних ресурсів і машинного часу.

Необхідно пам'ятати, що МСЕ - наближений метод, точність якого залежить від правильного вибору типів і розмірів скінченних елементів. Так, наприклад, більш часта сітка потрібна там, де очікується великий градієнт деформацій або напружень. У той же час більш рідка сітка може застосовуватися в зонах з більш-менш постійними деформаціями або напруженнями, а також в областях, що не представляють особливого інтересу. У зв'язку із цим потрібно вміти передбачати області концентрації напружень. Точність результатів аналізу зменшується, якщо розміри сусідніх елементів поблизу концентратора напружень істотно різні.

Форма скінченних елементів також впливає на точність обчислень. З урахуванням цього варто уникати занадто вузьких і витягнутих елементів, тому що елементи з приблизно однаковими сторонами дають меншу похибку. Одночасно в сітці можуть бути присутні три- й чотирикутні елементи, однак між ними не повинно бути розривів.

Задання граничних умов – один з відповідальних етапів скінченно-елементного аналізу. Граничні умови (переміщення або сили) прикладаються тільки до вузлів. Максимальна кількість граничних умов, прикладена у вузлі, дорівнює кількості його ступенів вільності: три сили або три переміщення.

Схема розміщення граничних умов залежить від виду навантаження (розтяг, чистий вигин, зсув). Якщо конструкція має осі або площини симетрії, то при визначенні граничних умов необхідно враховувати симетричність. Це дає можливість значно скоротити витрати машинного часу та пам'яті.

Вибір розмірів елементів і граничних умов при побудові сітки можна суттєво спростити, якщо взяти до уваги принцип Сен-Венана: дві статично еквівалентні системи сил створюють те саме поле напружень на відстані від їхніх точок прикладення, більшій, ніж характерний лінійний розмір поперечного перерізу.

У результаті впливу на тіло зовнішніх навантажень і температури його точки можуть переміститися відносно одна одної в нові положення. У цьому випадку вектор переміщення для тривимірного завдання можна записати таким чином:

$$\{u\}=(u_x, u_y, u_z),$$

де u_x, u_y, u_z (або u, v, w) - проекції вектора переміщень на координатні осі x, y, z відповідно.

Для двовимірного завдання вектор переміщень має два компоненти

$$\{u\}=(u_x, u_y)$$

Тут і далі фігурними дужками $\{\dots\}$ позначається вектор-стовпець (для економії місця він буде іноді записуватися в рядок). Квадратними дужками $[\dots]$ позначаються квадратні й прямокутні матриці.

Різниця переміщень двох сусідніх точок викликає деформації в матеріалі та напруження, які пов'язані з ними. У загальному випадку деформації та напруження в матеріалі конструкції складаються із шести компонентів: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ - для напружень та $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ - для деформацій.

Для пружних ізотропних матеріалів

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{bmatrix} \left(\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix} \right), \text{ або } \{\sigma\} = [L]\{\varepsilon\} + \{\sigma_0\}, \quad (1.5)$$

де ε_0 - початкові деформації;

E - модуль пружності;

ν - коефіцієнт Пуассона;

G - модуль зсуву.

Відомо, що

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}.$$

Аналіз формули показує, що для однорідних ізотропних матеріалів існують дві незалежні константи, що описують механічний стан матеріалу.

Залежність напружень від деформацій:

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix}, \text{ або } \{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\} + \{\sigma_0\},$$

де $\{\sigma_0\} = -[E]\{\varepsilon_0\}$ - початкові напруження.

Вищенаведені формули справедливі для випадку плоского напруженого стану. При плоскій деформації вирази для сталих матеріалу у формулах необхідно замінити на наступні:

$$E \rightarrow \frac{E}{1-\nu^2}; \quad \nu \rightarrow \frac{\nu}{1-\nu}; \quad G \rightarrow G.$$

Наприклад, зв'язок між напруженнями і деформаціями для випадку плоскої деформації

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix}.$$

Початкові деформації внаслідок зміни температури визначаються за формулою

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha \Delta T \\ \alpha \Delta T \\ 0 \end{Bmatrix},$$

де α - КЛТР;

ΔT - зміна температури.

Для малих деформацій і зсувів мають місце наступні залежності:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \partial/\partial_x & 0 \\ 0 & \partial/\partial_y \\ \partial/\partial_y & \partial/\partial_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix}, \text{ або } \{\varepsilon\} = [D]\{u\}.$$

Відповідно до теорії пружності напруження в елементі об'єму повинні задовольняти наступні рівняння рівноваги:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + f_x = 0; \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + f_y = 0,$$

де f_x, f_y - об'ємна сила (наприклад, сила ваги) на одиницю об'єму.

Похибка у результаті розрахунку при використанні МСЕ складається головним чином з похибки дискретизації, обумовленої зміною тіла, яке має нескінченну кількість ступенів вільності, моделлю зі скінченною кількістю ступенів вільності, похибки заокруглення чисел при виконанні обчислювальних операцій на ЕОМ і похибки, обумовленої неточністю визначення вихідних даних: КЛТР, модуля пружності тощо.

Похибка дискретизації залежить від декількох факторів: вибору передбачуваного закону зміни переміщень або напружень у границях скінченних елементів, точності приведення зовнішнього навантаження до вузлових зусиль, розміру скінченного елемента.

Похибки округлення при розв'язанні системи лінійних алгебраїчних рівнянь виникають через округлювання вихідних даних, а також унаслідок округлювань у ході процесу обчислень. Роль похибки округлення в утворенні похибки тим вища, чим повільніша збіжність процесу. В більшості випадків комп'ютерне моделювання дає достатньо точні результати, якщо при побудові моделі враховані всі фактори впливу [13].

Висновки, мета та завдання роботи

1. Класична форма зварного з'єднання, виконаного дуговими методами зварювання, передбачає наявність «опуклості», розміри якої регламентуються стандартами на зварні з'єднання
2. В діючих стандартах на зварні з'єднання висота опуклості майже для усіх товщин регламентована на рівні 1,4...4,0 мм при ширині опуклості від 5 до 60 мм. На основі даних стандарту, за допомогою програмного забезпечення складемо рівняння функцій залежності зміни ширини опуклості шва від товщини металу для різних типів з'єднань
3. Іноді, для зниження напружень у зварному шві збільшують висоту опуклості. Однак, при цьому виникає інша проблема – концентрація напруги в точці переходу від основного металу до металу шва.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. У літературі відсутні дані про напружений стан наплавленого металу (металу шва) загалом і, як наслідок, кількісні залежності, що дозволяють визначити необхідні розміри опуклості, що дають змогу компенсувати зниження характеристик міцності шва.
5. Мета роботи – дослідження методом комп'ютерного моделювання напруженого стану стикового з'єднання при навантаженні його розтягуванням та встановлення залежності рівня та характеру розподілу напружень від розмірів опуклості.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					132.6121зм.01.03.02			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Методика проведення досліджень	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Лабарткава С.Б						32
Керівник		Матвієнко М.В.						
Консультан						ХННІ НУК		
Н. Контр.								
Зав. каф.								

РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Вибір комп'ютерного методу моделювання

У системах інженерних розрахунків і аналізу центральне місце займають програми моделювання полів фізичних величин, перш за все це програми за методом скінченних елементів (МСЕ) [15–17].

Метод скінченних елементів розроблено до 1950 р фахівцями, які працюють в областях будівельної механіки і теорії пружності. Сам термін "скінчені елементи" був введений в 1960 р Клаф (R.Clough). У 1963 р був запропонований порівняно простий спосіб застосування МСЕ для аналізу міцності шляхом мінімізації потенційної енергії. З'явилися програмно-методичні комплекси для аналізу і моделювання на основі МСЕ.

У 1970 році з'явився скінчено-елементний програмний пакет під назвою NASTRAN (NAsa STRuctural ANalysis), який далі розвивався компанією MSC (MacNeal-Schwendler Corporation). Програма Nastran забезпечує виконання повного набору інженерних розрахунків, включаючи розрахунок напружено-деформованого стану, власних частот і форм коливань, аналіз стійкості, рішення задач теплопередачі, дослідження сталих і несталих процесів, нелінійних статичних процесів, нелінійних динамічних перехідних процесів, аналіз частотних характеристик, відгуку на динамічні і випадкові впливи.

У 1976 р розроблений комплекс DYNA3D (пізніше названий LS DYNA). Програма призначена для розв'язання тривимірних динамічних нелінійних задач механіки деформованого твердого тіла, механіки рідини і газу, теплопереносу, а також пов'язаних задач. У LS DYNA реалізовані явний і неявний метод скінченних елементів з можливістю побудови лагранжевої, ейлерову і гібридної сітки. Програма має вбудовані процедури автоматичної перебудови і згладжування скінчено-елементної сітки при виродження елементів, високоефективні алгоритми розв'язання контактних задач, широкий набір моделей матеріалів, можливості для користувача програмування. З 1996 р. вирішувач LS DYNA вбудований в пакет

					132.6121зм.01.03.02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

програм ANSYS, де використовується для вирішення завдань динамічного аналізу. У 2006 р вирішувач LS DYNA також увійшов до складу пакету програм NASTRAN.

Лідером серед програм аналізу на макрорівні вважається комплекс Adams, розроблений і розвивається компанією Mechanical Dynamics Inc. (MDI). Компанія створена в 1977 р. Основне призначення Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) кінематичний і динамічний аналіз механічних систем з автоматичним формуванням і вирішенням рівнянь руху.

До числа лідерів програм, що використовують МСЕ, відноситься також програмний комплекс ANSYS [15–17], який є скінчено-елементною системою, яка охоплює такі різні напрямки, як міцність, теплофізика, гідрогазодинаміка і електромагнетизм; має можливість вирішення пов'язаних задач, по всіх перерахованих напрямках, а також має високий показник «ефективність / вартість».

2.2 Програмний комплекс ANSYS

Уже більше 25 років *ANSYS* (ANSYS, Inc.) належить до важких скінченноелементних розрахункових програмних комплексів. Він починався як система для внутрішнього використання фірми "Westinghouse Electric", згодом проникнув зі своєї "материнської" галузі, ядерної енергетики, в усі галузі промисловості, отримав довіру багатьох тисяч користувачів у всьому світі. Такий успіх досягнутий завдяки наступним найважливішим відмінним рисам:

ANSYS - єдина скінченноелементна система з таким повним охопленням явищ різної фізичної природи: міцність, теплофізика, гідрогазодинаміка й електромагнетизм із можливістю розв'язання пов'язаних завдань, що поєднують усі перераховані види;

1. найширша інтеграція та двосторонній обмін даними з усіма CAD/CAE/ CAM-системами;
2. відкритість (тобто модифікованість і доповненість);
3. найвищий показник " ефективність/вартість";

4. серед безлічі скінченноелементних програмних комплексів *ANSYS* - перший та єдиний з розроблених і сертифікованих відповідно до міжнародних стандартів ISO 9000 й ISO 9001;
5. *ANSYS* надає унікальну за повнотою і найбільшу за змістом сучасну систему *help* на основі гіпертекстового подання, доступ до якої здійснюється в інтерактивному режимі *online*.

Препроцесор *ANSYS* дозволяє не тільки створювати геометричні моделі власними засобами, але імпортувати вже готовими, створеними засобами CAD-систем. Треба відзначити, що геометрична модель надалі може бути модифікована будь-яким чином, оскільки при імпорті здійснюється перетрансляція даних у геометричний формат *ANSYS* і деталь не підмінюється "недоторканою" скінченноелементною сіткою. Користувач може видаляти несуттєві дрібні подробиці, добудовувати певні деталі, проводити згущення сітки й інші найважливіші операції, без яких подальше розв'язання може бути зовсім некоректним або взагалі виявиться недосяжним.

Як уже відзначалося, *ANSYS* дозволяє вирішувати проблеми міцності, теплофізики, гідрогазодинаміки, електромагнетизму разом з розрахунком характеристик втомленості та процедурами оптимізації. Єдина система команд і єдина база даних повністю виключають проблеми інтеграції та взаємного обміну між зазначеними сферами. Більше того, у програмі використані спеціалізовані скінченні елементи, що мають крім переміщень і поворотів у вузлах степені вільності за температурою, напруженням тощо, а також перемикання типу елемента, наприклад електромагнітного на міцність. Завдяки цьому, в програмі реалізовані унікальні можливості проведення пов'язаного аналізу. Оптимізація конструкції таким чином може вестися з обліком усього різноманіття фізичних впливів на неї.

У результаті багаторічного співробітництва фірм "*ANSYS Inc.*" і "*LSTC*" у програму включений модуль *ANSYS/LS-DYNA* - повністю інтегрована в середовище *ANSYS* всесвітньо відома програма для високонелінійних розрахунків *LS-DYNA*.

Поєднання в одній програмній оболонці традиційних методів розв'язання з оберненням матриць і математичного апарата програми *LS-DYNA*, яка використовує явний метод інтегрування, дозволяє переходити з неявного на явний метод розв'язання й навпаки. Описаний підхід поєднує у собі переваги обох методів і дозволяє чисельно моделювати процеси формування матеріалів, аварійних зіткнень (наприклад, автомобілів) і ударів при скінченних деформаціях, нелінійній поведінці матеріалу й контактній взаємодії великої кількості тіл. З використанням цієї функції переходу можуть бути вирішені завдання динамічної поведінки попередньо напружених конструкцій (влучення птаха в турбіну двигуна, сейсмічний аналіз споруджень, навантажених, наприклад, власною вагою тощо) і дослідження розвантаження конструкцій, які піддаються більшим деформаціям.

Вирішення завдань за допомогою програми *ANSYS* складається з трьох етапів: передпроцесорна (попередня) підготовка (*Preprocessing*), одержання розв'язку (*Solving the Equations*) і постпроцесорна обробка результатів (*Postprocessing*).

На стадії передпроцесорної підготовки виконуються вибір типу розрахунку, побудова моделі й прикладання навантажень, яке включає у себе і граничні умови. Тут задаються необхідні для розв'язання вихідні дані, вибираються координатні системи й типи скінченних елементів, указуються пружні, постійні та фізико-механічні властивості матеріалу, будуються жорсткотільна модель і сітка скінченних елементів, виконуються необхідні дії з вузлами й елементами сітки, задаються рівняння зв'язку та обмеження.

Вихідні дані, введені при передпроцесорній підготовці, стають частиною центральної бази даних програми. Остання розділена на таблиці координатних систем, типів елементів, властивостей матеріалу, ключових точок, вузлів сітки, навантажень і т. д.

Користувач має можливість ввести будь-яку інформацію, що належить до даної розрахункової моделі, але програма буде використовувати тільки ту її частину з бази даних, що необхідна для певного виду розрахунку. Вид розрахунку задається при вході в програму.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ще одним способом вибору даних є поділ моделі на компоненти або шари, що являють собою групи геометричних об'єктів, виділені користувачем для більшої точності. Для точності компоненти можуть бути пофарбовані в різні кольори.

У програмі *ANSYS* існують три різних способи побудови геометричної моделі: імпорт моделі, попередньо побудованої іншою програмою; жорсткотільне моделювання й безпосереднє створення моделі в інтерактивному режимі роботи з програмою. Можна вибрати кожний із цих методів або використати їхню комбінацію для побудови розрахункової моделі. Після того, як побудована жорсткотільна модель, будується її скінченноелементний аналог (тобто сітка вузлів й елементів). Бібліотека скінченних елементів програми *ANSYS* містить у собі велику кількість типів, кожний з яких визначає застосовність елемента до тієї чи іншої області розрахунків, а також двовимірність (2-D) або тривимірність (3-D) елемента.

Після вибору типу елементів необхідно задати їхні константи. Константи елемента - це властивості, специфічні для даного типу елемента. Властивості матеріалу потрібні для більшості типів елементів.

Властивості можуть бути лінійними, нелінійними або анізотропними. Лінійні властивості можуть залежати або не залежати від температури, бути ізотропними або ортотропними. Залежність властивостей від температури має форму полінома (аж до четвертого степеня) або задається у вигляді таблиці. Нелінійні співвідношення, такі, як криві деформування матеріалу для різних видів зміцнення, криві повзучості, опис гіперпружних властивостей, задаються у вигляді таблиці.

Після того, як при передпроцесорній підготовці побудована розрахункова модель, можна переходити до стадії розв'язання задачі. Цей етап містить у собі задання виду аналізу і його опцій, навантажень та закінчується запуском на рахунок скінченноелементного завдання.

У програмі *ANSYS* навантаження розділені на наступні категорії: обмеження степенів вільності; зосереджені сили й моменти сил, поверхневі навантаження, об'ємні сили, інерційні навантаження.

Більшість цих навантажень може бути прикладена або до жорсткотільної моделі (у ключових точках, по лініях та поверхнях), або до скінченноелементної моделі (у вузлах і до елементів). Конкретний вид навантажень залежить від виду проведеного аналізу.

Після того, як всі відповідні параметри задані, може бути виконане й саме розв'язання. За командою *SOLVE* програма звертається за інформацією про модель і навантаження до бази даних та виконує обчислення. Результати записуються в спеціальний файл і базу даних. Програмою виконуються розв'язання визначальних рівнянь й одержання результатів для обраного виду аналізу. В обчислювальному відношенні це найбільш інтенсивна частина аналізу, що не потребує втручання користувача.

У програмі *ANSYS* стадія постпроцесорної обробки йде за стадіями передпроцесорної підготовки й одержання розв'язку. За допомогою постпроцесорних засобів програми є можливість звернутися до результатів розв'язання й інтерпретувати їх належним чином. Результати розв'язання включають у себе значення переміщень, температур, напружень.

Підсумком роботи програми на постпроцесорній стадії є графічне або табличне подання результатів. Графічне зображення може бути виведене на монітор в інтерактивному режимі під час постпроцесорної обробки або перетворено на жорстку копію.

2.3 Варіанти моделей

Проаналізувавши геометричні параметри, вказані у ГОСТ 5264-80, визначимо властивості та розміри розрахункової моделі.

Матеріалу розрахункової моделі задано властивості, наведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Властивості матеріалу розрахункової моделі

Властивість	Значення
Коефіцієнт Пуассона	0,3
Модуль пружності (модуль Юнга)	$2 \cdot 10^{11}$ Па

У даній роботі розглянуто стикове з'єднання (оскільки з'єднання симетричне відносно горизонтальної осі, розраховано напружений стан лише у частині перерізу:

- симетричне, що утворюється при двосторонньому двопрхідному зварюванні (рис. 2.1);

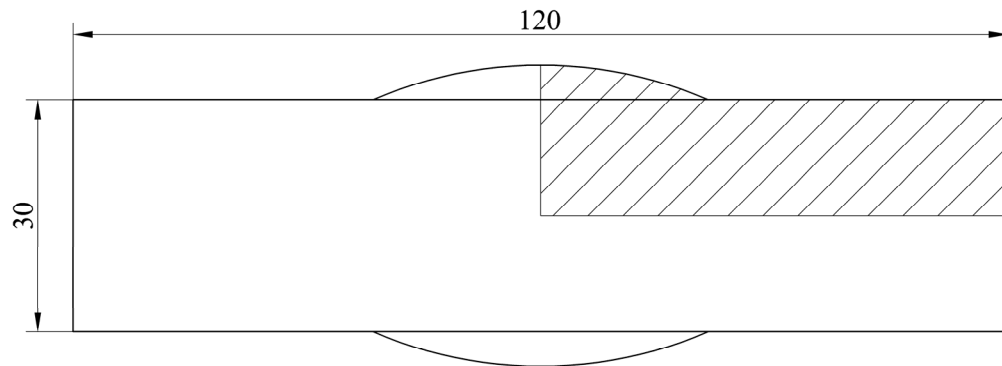


Рисунок 2.1 – Схема симетричного з'єднання; розрахунковий переріз заштриховано

Нижче наведено схематичне зображення фізичної моделі симетричного (рис. 2.2) типу з'єднання з варіантами геометричних параметрів.

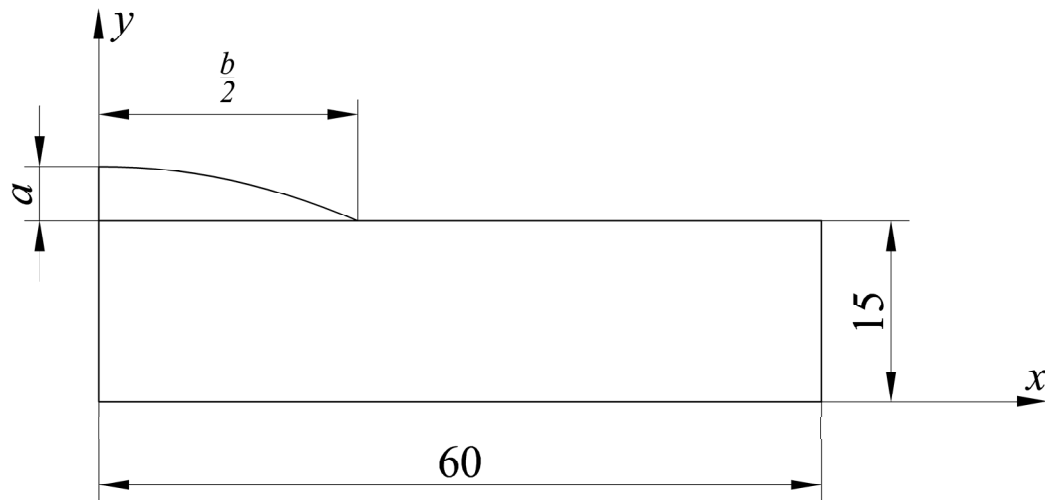


Рисунок 2.2 – Ескіз фізичної моделі перерізу симетричного типу

У табл. 2.2 наведено зміни ширини та висоти випуклості шва в залежності від товщини основного металу для симетричного з'єднання. Значення взяті як середні із ГОСТ 5264-80 (див. рис. 1.2).

Таблиця 2.2 – Геометричні параметри розрахункової моделі симетричного з'єднання

№ варіанта	a , мм	b , мм	b/a	b/s	$s+2a$	$(s+2a)/s$
1	2,5	23	9,20	0,77	35	1,17
2	4,5	43	9,55	1,43	39	1,30
3	7,5	73	9,73	2,43	45	1,50
4	2,5	25	10,00	0,83	35	1,17
5	4,5	45	10,00	1,5	39	1,30
6	7,5	75	10,00	2,5	45	1,50
7	2,5	29	11,60	0,97	35	1,17
8	4,5	49	10,89	1,63	39	1,30
9	7,5	79	10,53	2,63	45	1,50

Після розбиття на скінченні елементи розрахункова модель представлена на рис. 2.3.

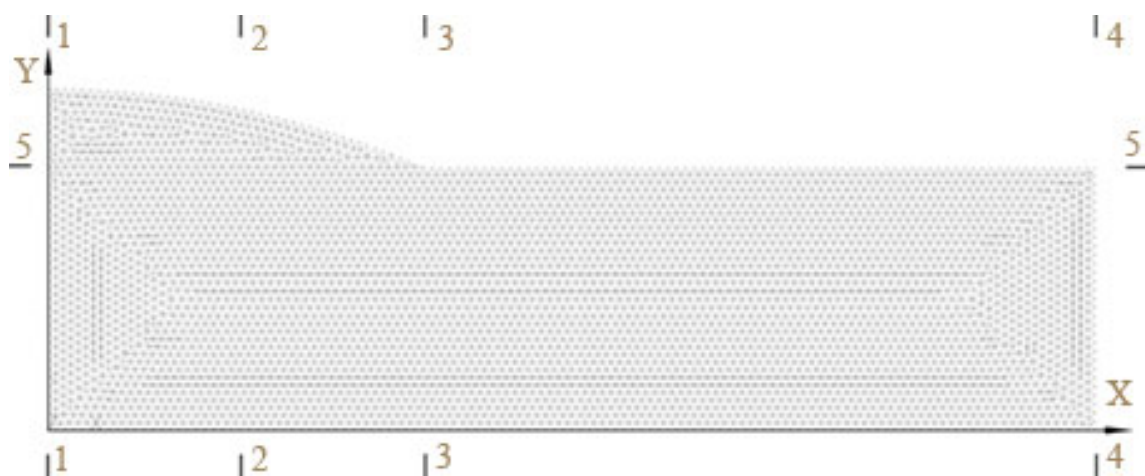
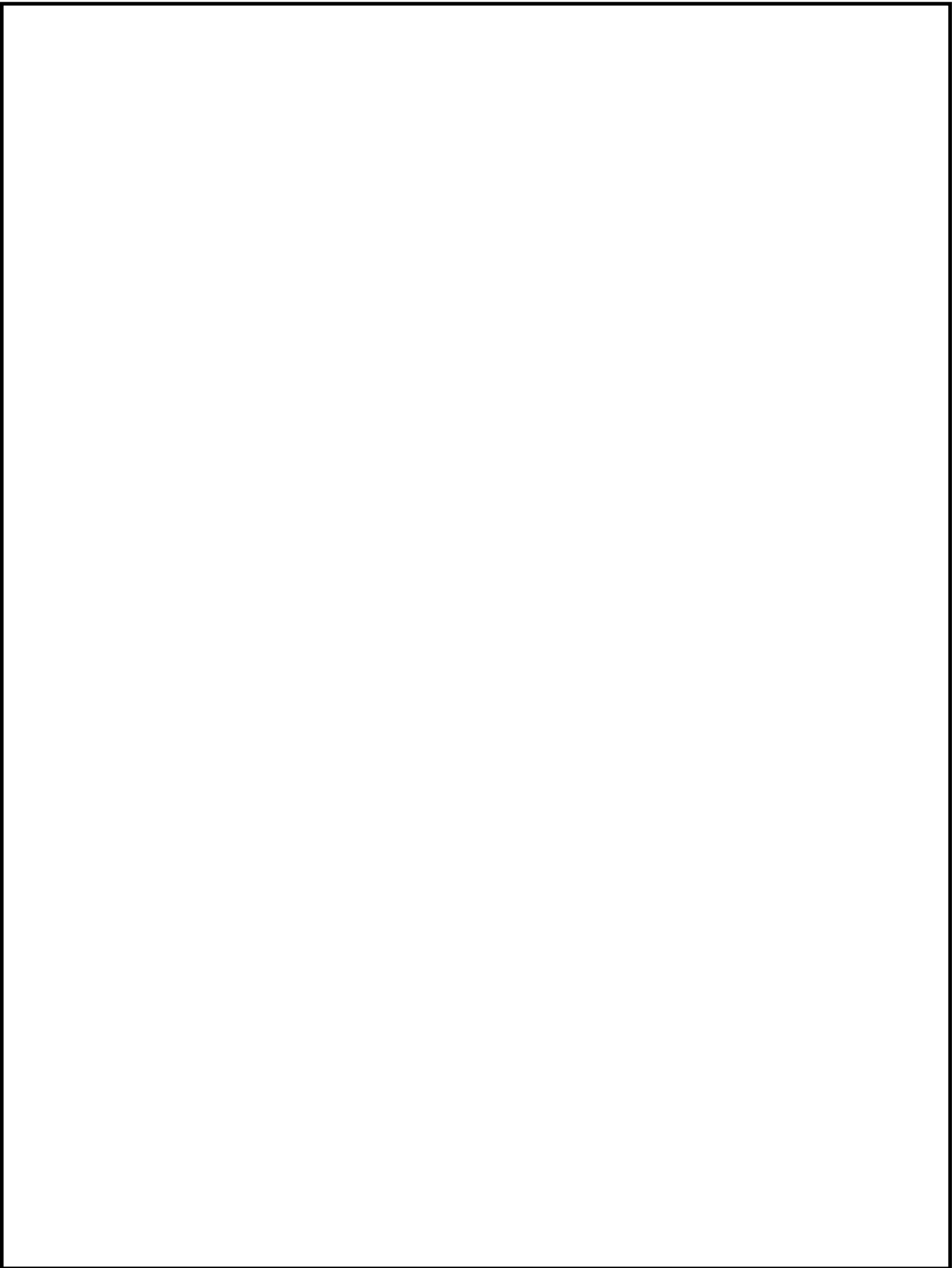


Рисунок 2.3 – Розрахункова модель симетричного з'єднання

Висновки

1. Обрано метод та програмний комплекс для моделювання напруженого стану стикового з'єднання при навантаженні його розтягуванням.
2. З урахуванням аналізу геометричних параметрів зварних швів вказаних у ГОСТ 5264-80, визначено властивості та розміри розрахункової моделі.
3. Розроблена скінчено-елементна математична модель для моделювання напруженого стану стикового з'єднання при навантаженні його розтягуванням



					132.6121зм.01.03.03			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Напружений стан стикового симетричного з'єднання при розтягу в пружній стадії роботи	Літ.	Арк.	Аркушіє
Розроб.		Лабарткава С.Б						41
Керівник		Матвієнко М.В.						
Консультант								
Н. Контр.								
Зав. каф.								
						ХННІ НУК		

РОЗДІЛ 3. НАПРУЖЕНИЙ СТАН СТИКОВОГО СИМЕТРИЧНОГО З'ЄДНАННЯ ПРИ РОЗТЯГУ В ПРУЖНІЙ СТАДІЇ РОБОТИ

3.1 Параметри моделі

Дослідження проводили методом комп'ютерного моделювання з використанням програмного комплексу ANSYS. Вирішувалася плоскодеформована задача з використанням кінцевих елементів (KE) PLANE 182. Розглядалося з'єднання типу C25 завтовшки $s = 30$ мм.

Варіювалися висота (a) та ширина (b) опуклості (табл. 2.2). Форма опуклості набувала у вигляді дуги. Внаслідок симетрії вузла щодо горизонтальної (x) та вертикальної (y) осей KE модель будувалася для чверті фізичної моделі з відповідним закріпленням вузлів на осях x і y (рис. 2.3).

Розмір уздовж осі x вибирався так, щоб поблизу торців розподіл напружень був рівномірним, що виключало вплив цих ділянок на напружений стан в районі шва.

Фізико-механічні властивості були прийняті як для сталі: модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$. (табл.2.1)

Модель завантажувалася рівномірно розподіленими по торцях розтягуючими зусиллями, що створюють на них напруження $\sigma_x = 100$ МПа.

Вивчалися поля поздовжніх і поперечних, дотичних і еквівалентних (за Мізесом) напружень, а також їх епюри в перерізах по осі шва (1-1), на відстані $b/4$ від осі (2-2), по краю опуклості (3-3), по торцю вузла (4-4) і вздовж верхньої кромки моделі (5-5) (рис. 3.1)

Результати дослідження напруженого стану стикового з'єднання пластин в даній роботі – поля напружень для всієї моделі розрахунку та епюри напружень, що діють у розрахункових перерізах моделі (рис. 3.1).

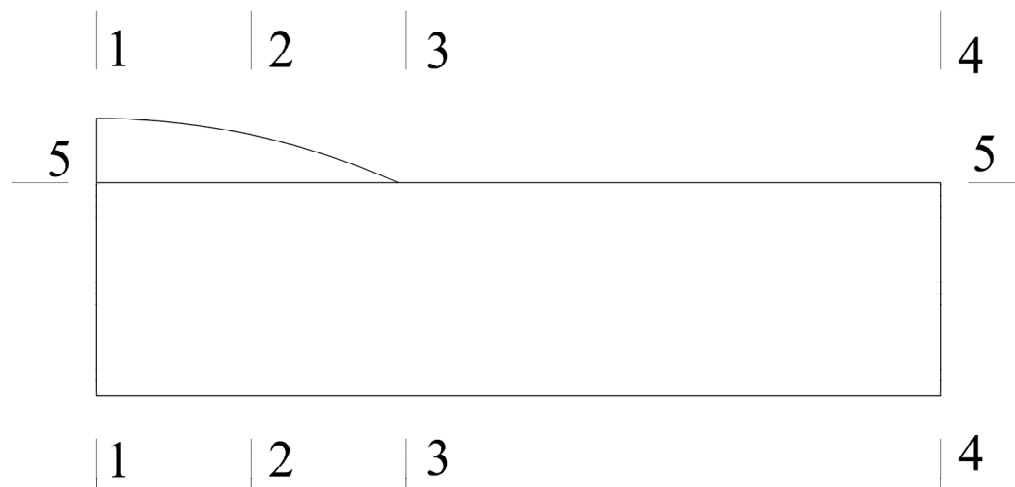


Рисунок 3.1 – Схема розрахункових перерізів моделі

Як видно із рис. 3.1, напруження, що діють у розрахунковій моделі:

- у перерізі 1-1 проходить вісь шва;
- у перерізі 2-2 спостерігається зміна напружень зі зміною товщини випуклості металу;
- у перерізі 3-3 знаходиться концентратор напружень – точку переходу від наплавленого металу до основного;
- по перерізу 4-4 прикладено навантаження величиною 100 МПа;
- у перерізі 5-5 спостерігається профіль зміни напружень на поверхні основного металу.

Результати комп'ютерного моделювання представлені поваріантно.

3.2 Результати моделювання напружено деформованого стану

3.2.1. Варіант 1

Як видно із рис. 3.2, всі еквівалентні напруження у конструкції – розтягуючі. Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного. По всій товщині випуклості діють мінімальні у конструкції напруження; на осі шва, навпроти, напруження сягають величини прикладеного до конструкції зусилля.

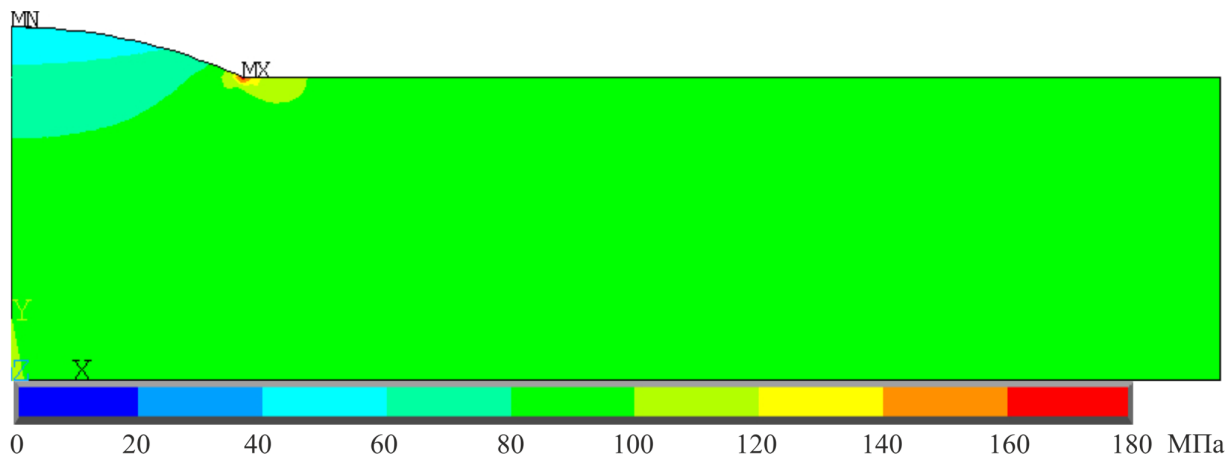


Рисунок 3.2 - Поля еквівалентних напружень

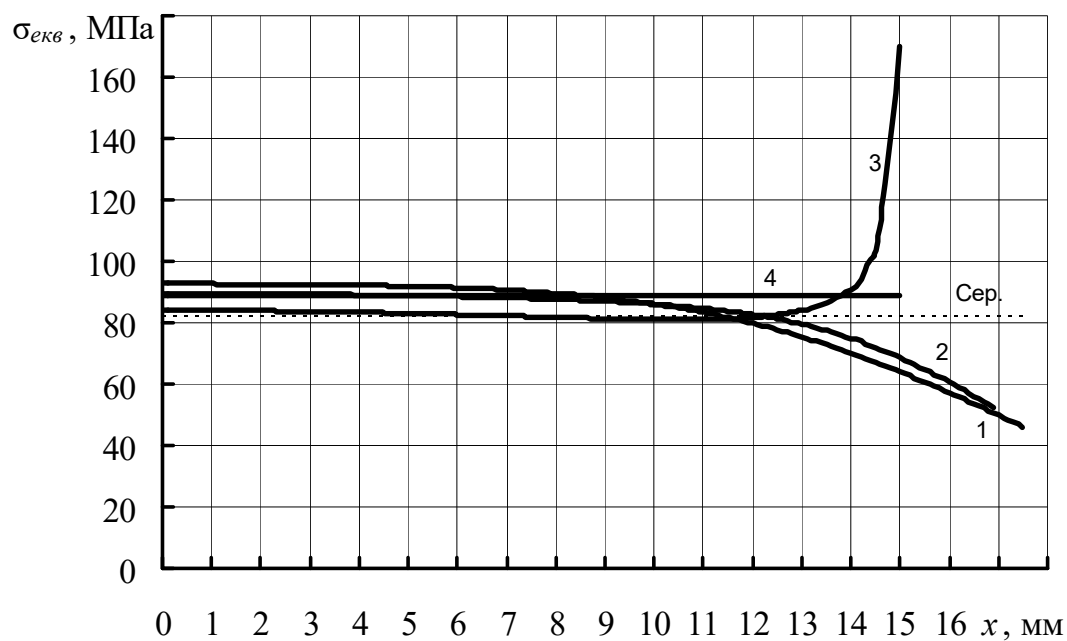


Рисунок 3.3 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

Із рис. 3.4 видно, що найбільшу частку еквівалентних напружень у конструкції складають σ_x . Це пояснюється характером навантаження металу. Розподіл напружень по перерізу аналогічний.

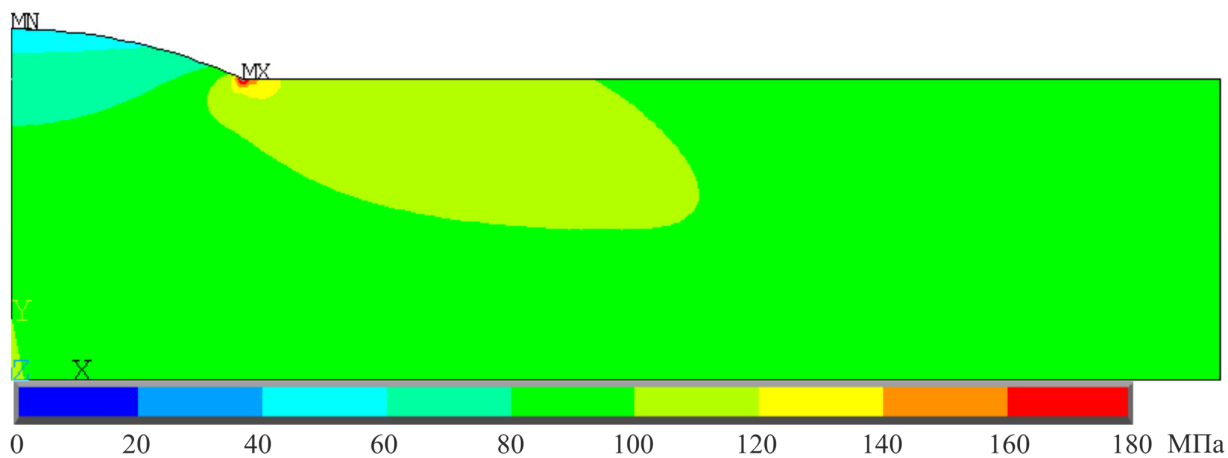


Рисунок 3.4 - Поля напружень σ_x

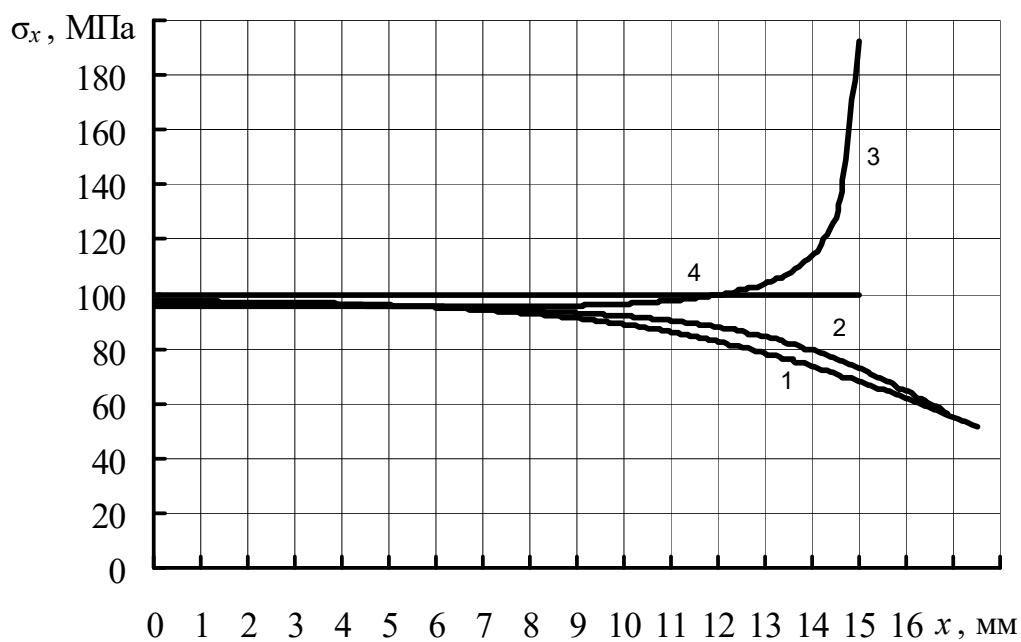


Рисунок 3.5 - Епюри напружень σ_x у перерізах

Напруження σ_y найбільші у точці концентрації – переході від наплавленого металу до основного (рис. 3.6); далі від точки концентрації напруження падають по всьому перерізу, знижуючись до нуля на осі шва.

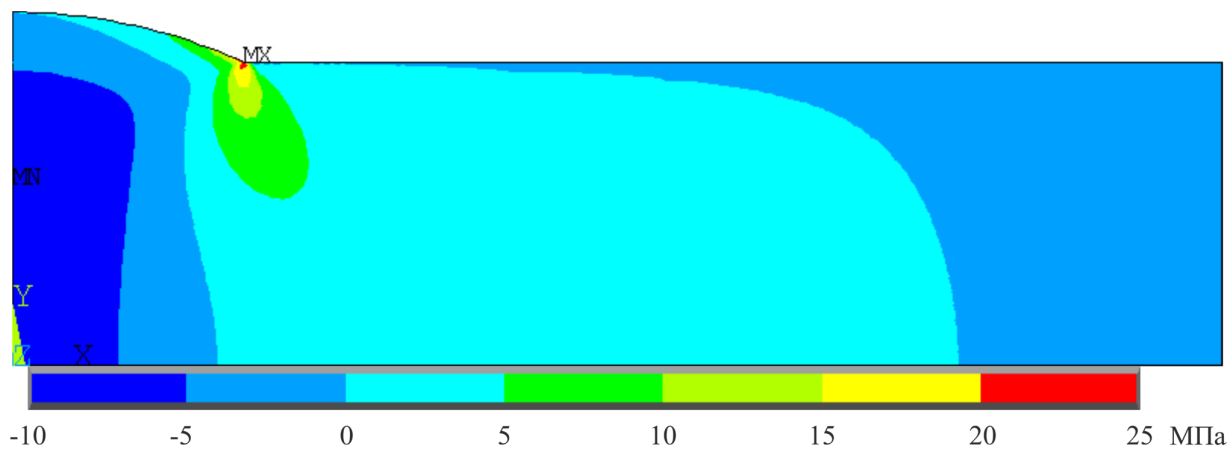


Рисунок 3.6 - Поля напружень σ_y

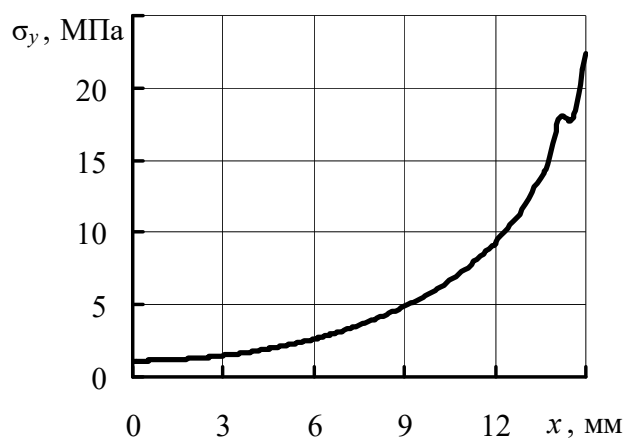


Рисунок 3.7 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

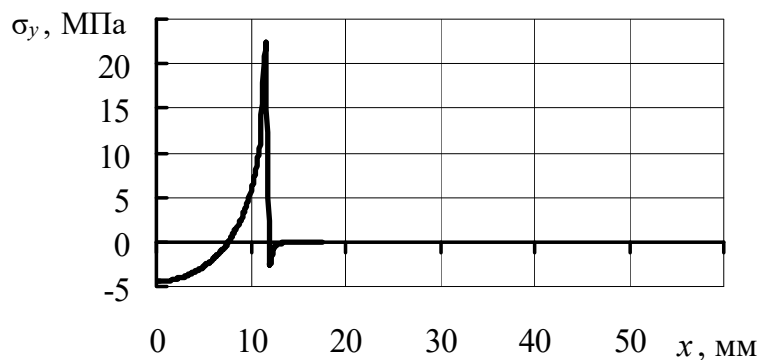


Рисунок 3.8 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

Із рис. 3.9 видно, що найбільшого значення напруження σ_z сягають у концентраторі. У випуклості напруження наближаються до нуля. Напружень у основному металі складають 20...40 МПа.

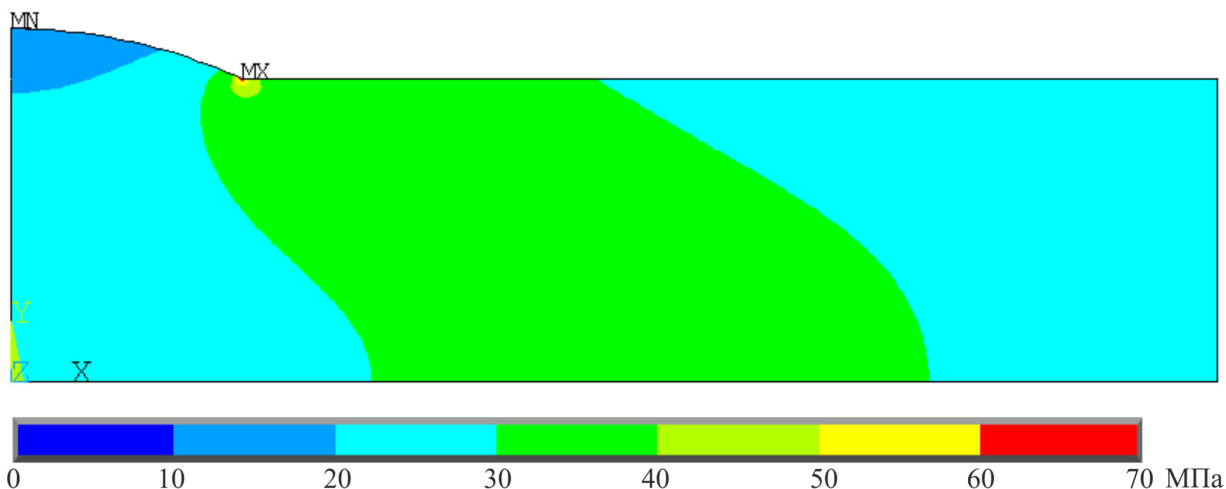


Рисунок 3.9 - Поля напружень σ_z

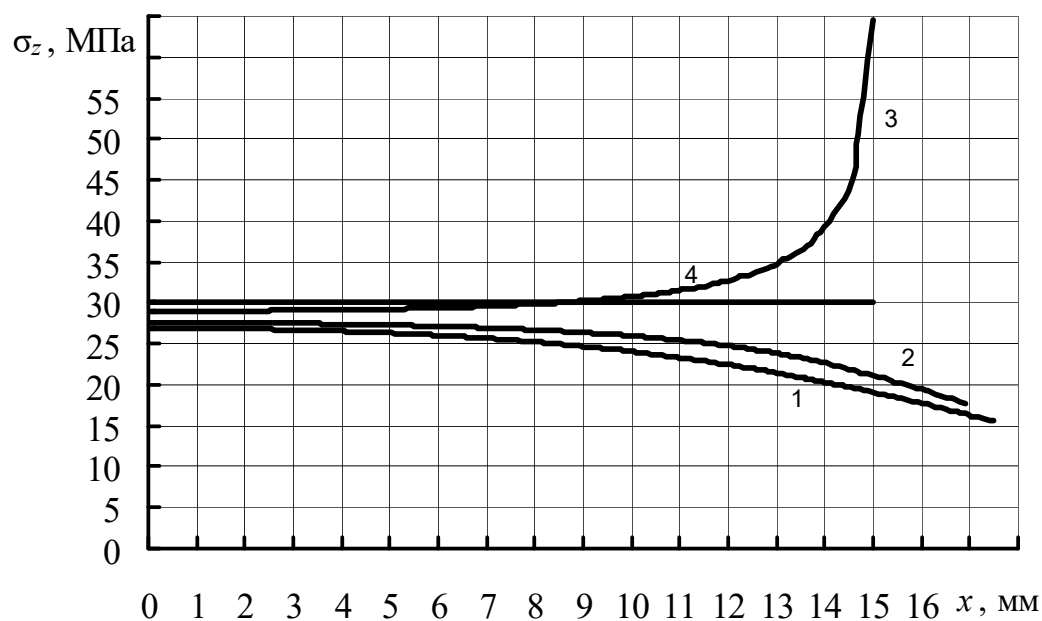


Рисунок 3.10 - Епюри напружень σ_z у перерізах

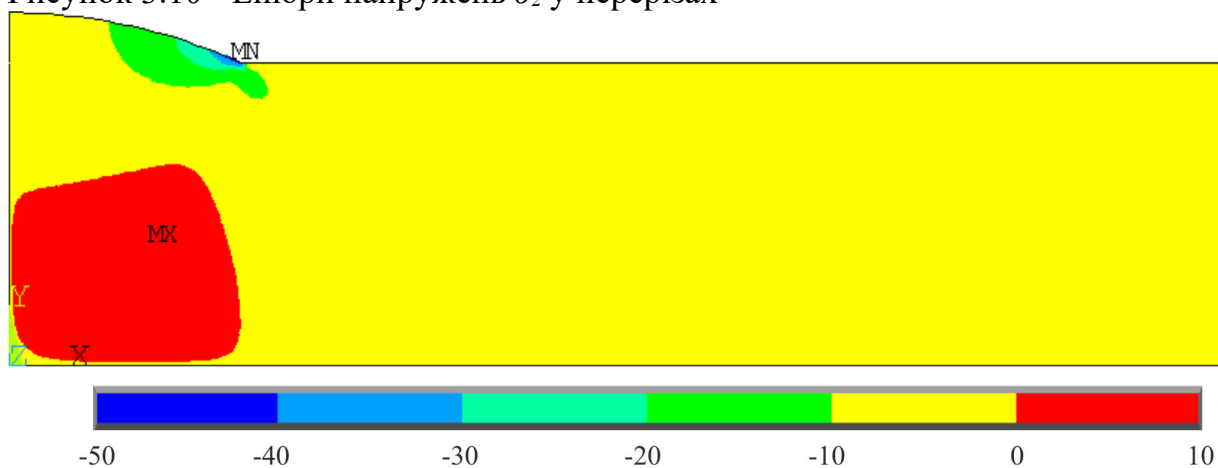


Рисунок 3.11 - Поля напружень σ_{xy}

Напруження σ_{xy} у перерізі відносно малі, найбільшого свого значення 50МПа досягають в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля (рис. 3.11).

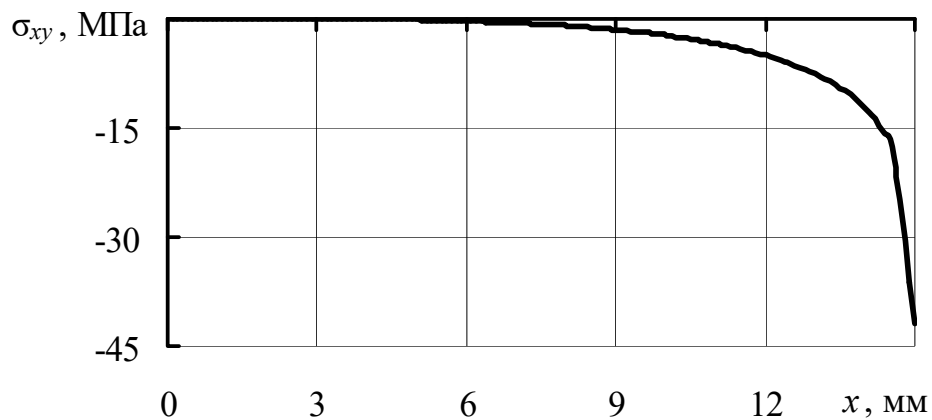


Рисунок 3.12 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

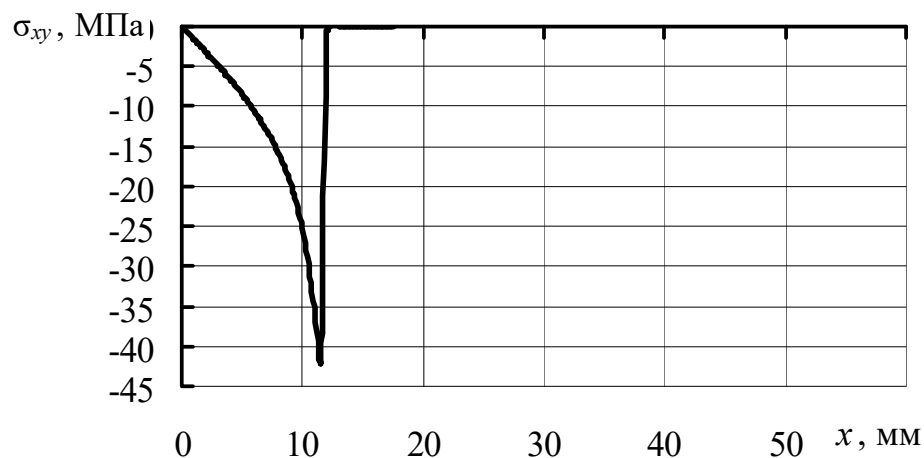


Рисунок 3.13 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

Як видно із рис. 3.14, всі еквівалентні напруження у конструкції – розтягуючі. Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного. По всій товщині випуклості діють мінімальні у конструкції напруження; на осі шва в основному металі, напроти, напруження сягають величини прикладеного до конструкції зусилля

3.2.2. Варіант №2

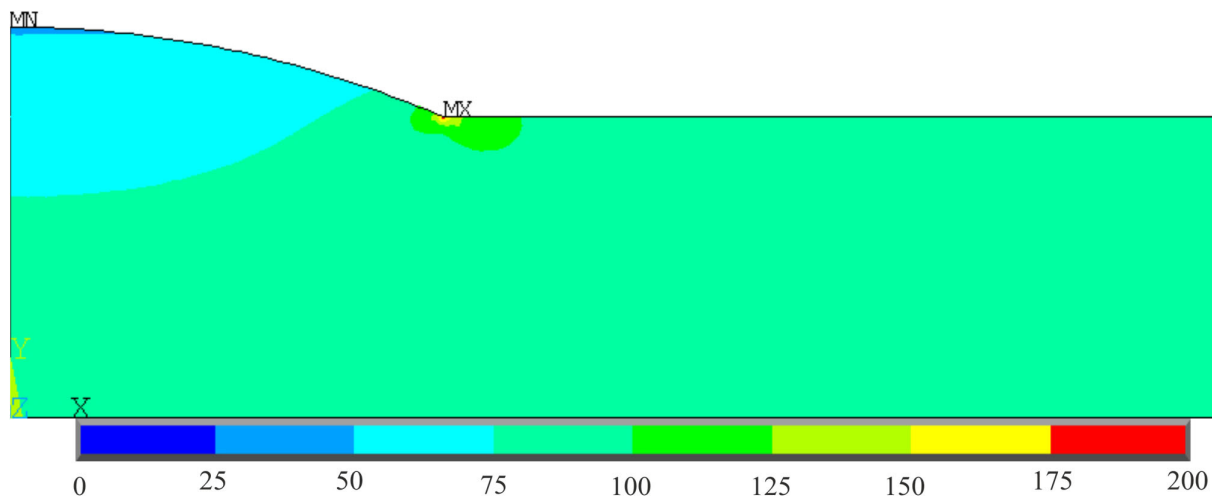


Рисунок 3.14 - Поля еквівалентних напружень

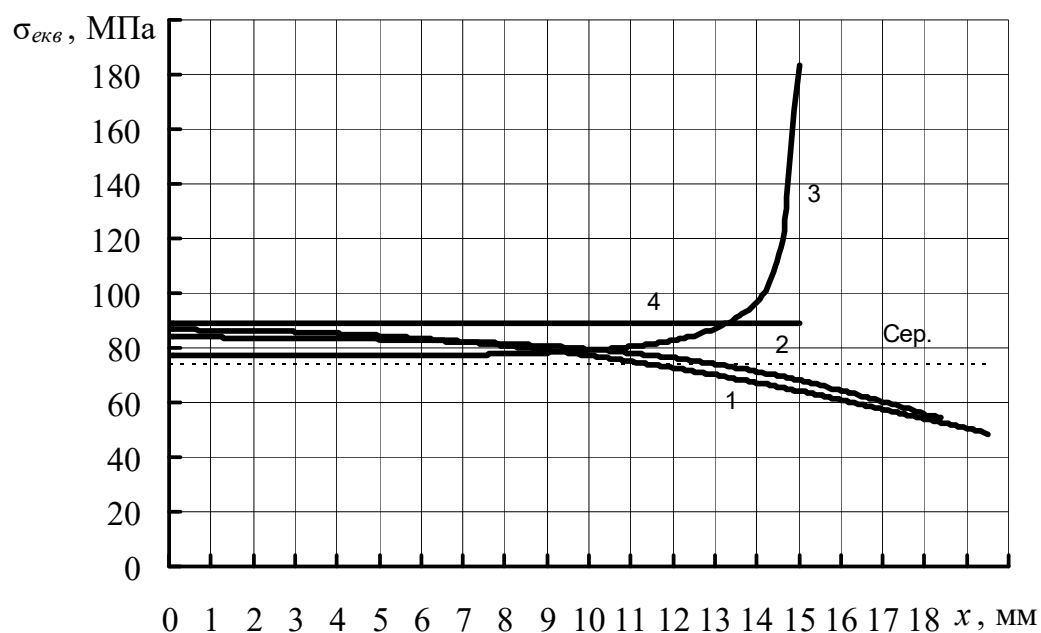


Рисунок 3.15 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

Із рис. 3.16 видно, що найбільшу частку еквівалентних напружень у конструкції складають σ_x . Це пояснюється характером навантаження металу. Розподіл напружень по перерізу аналогічний.

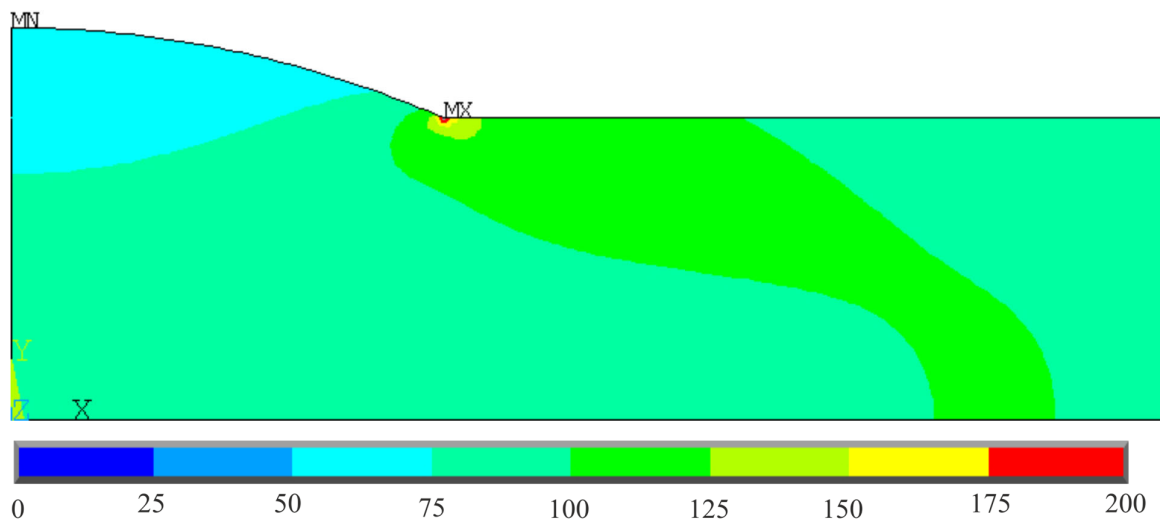


Рисунок 3.16 - Поля напружень σ_x

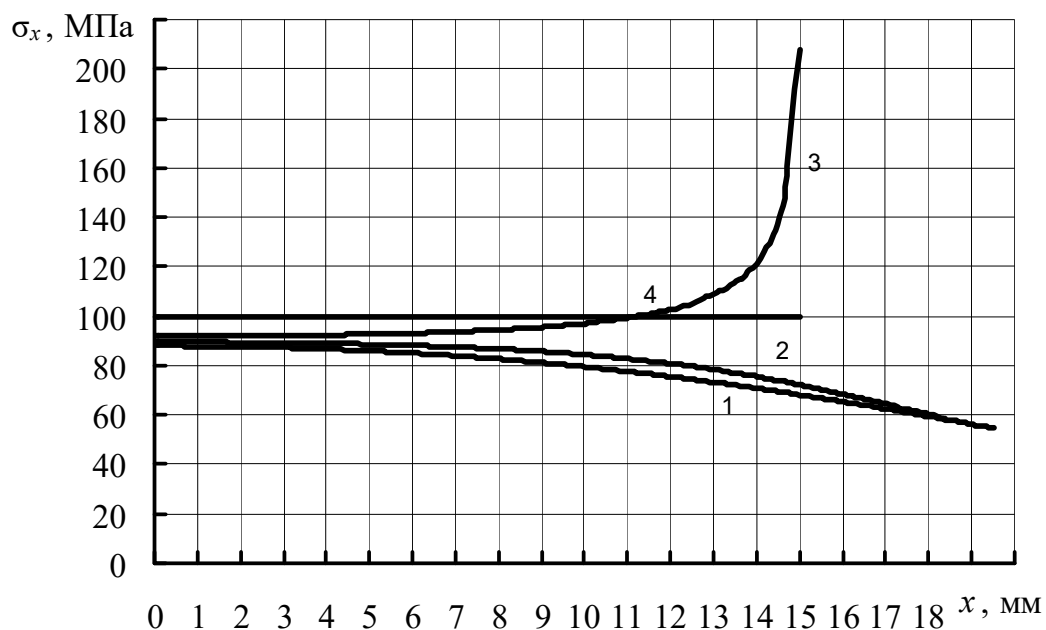


Рисунок 3.17 - Епюри напружень σ_x у перерізах

Напруження σ_y найбільші у точці концентрації; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва.

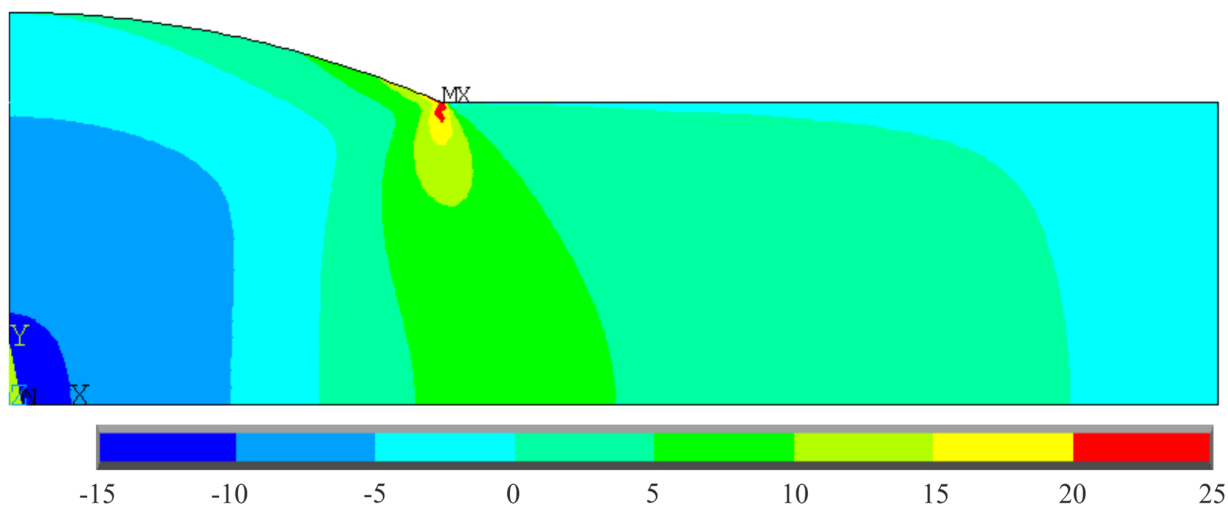


Рисунок 3.18 - Поля напружень σ_y

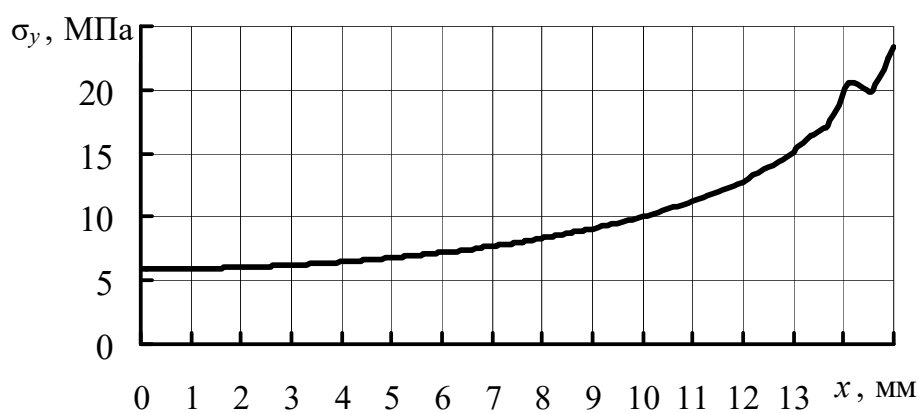


Рисунок 3.19 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

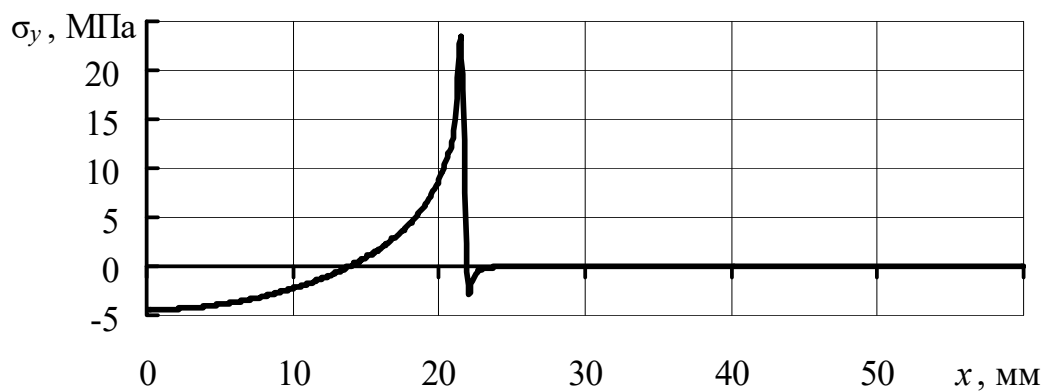


Рисунок 3.20 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

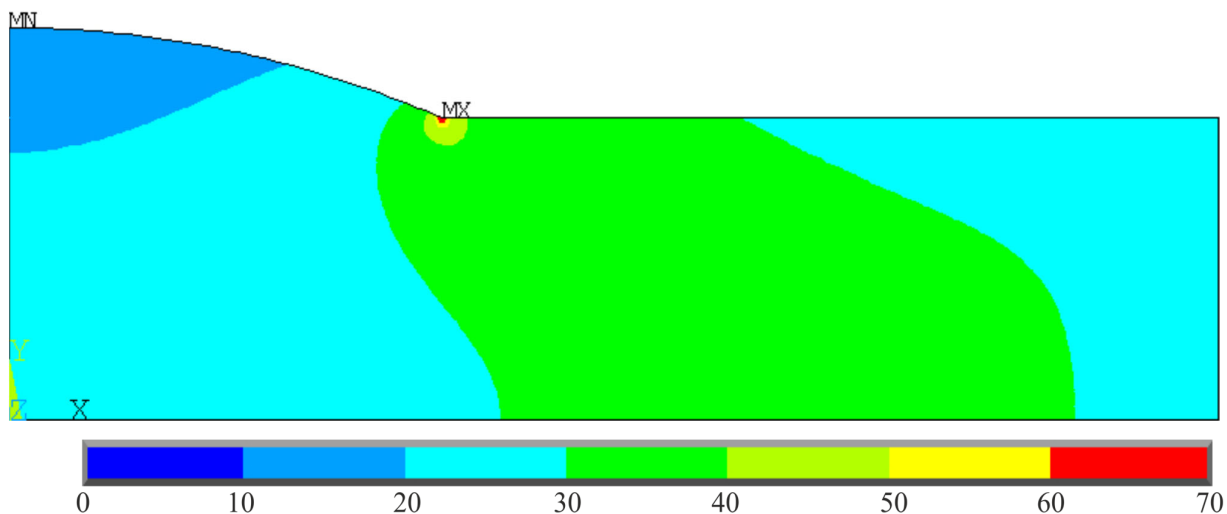


Рисунок 3.21 - Поля напружень σ_z

Із рис. 3.21 видно, що найбільшого значення напруження σ_z сягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження у основному металі складають 20...40 МПа.

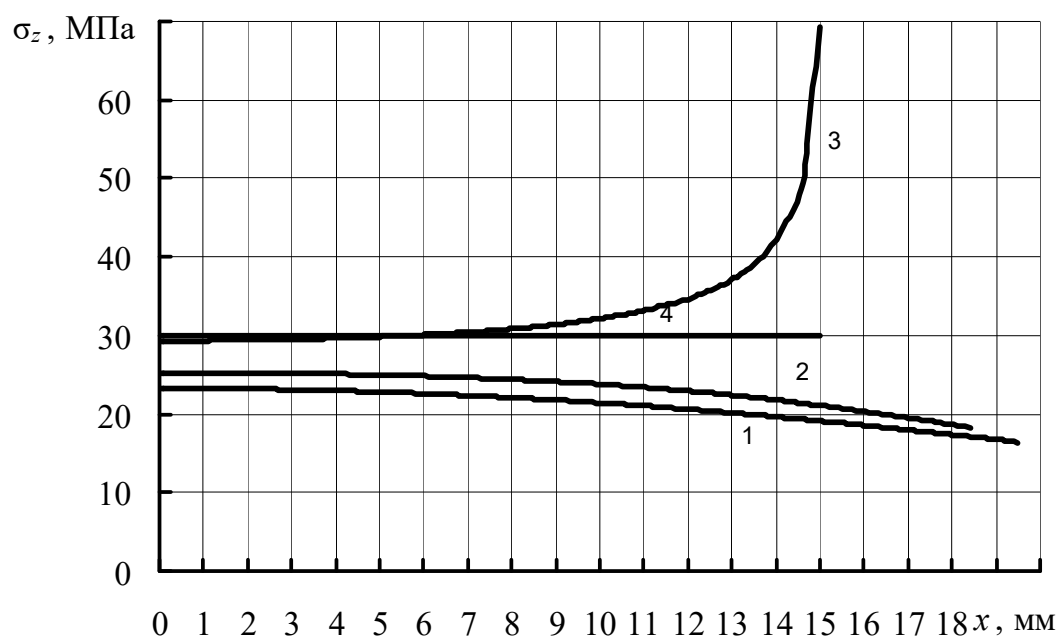


Рисунок 3.22 - Епюри напружень σ_z у перерізах

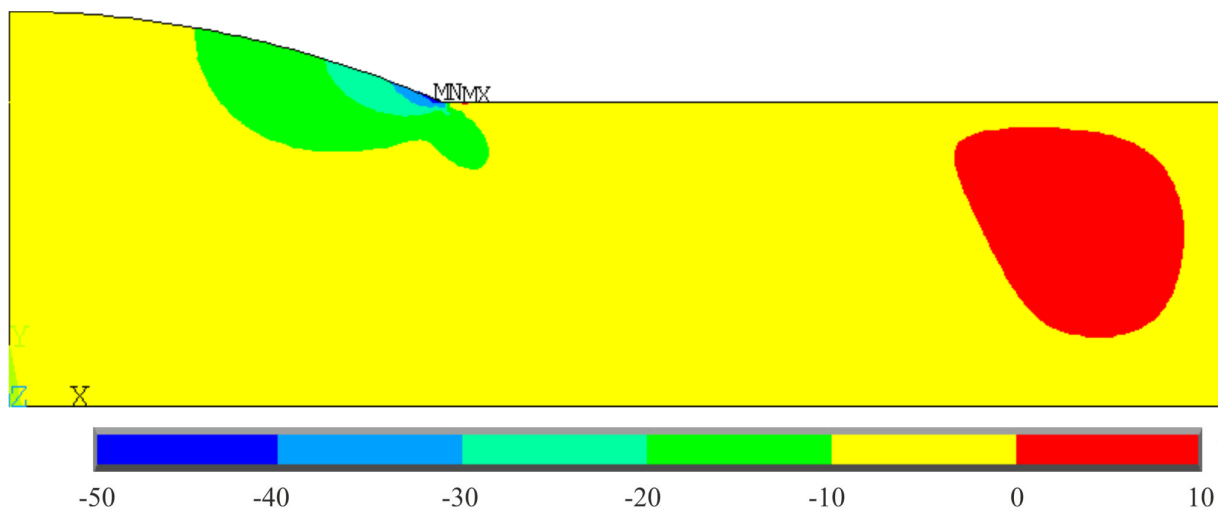


Рисунок 3.23 - Поля напружень σ_{xy}

Напруження σ_{xy} у перерізі невеликі, найбільшого свого значення у 50 МПа сягають в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

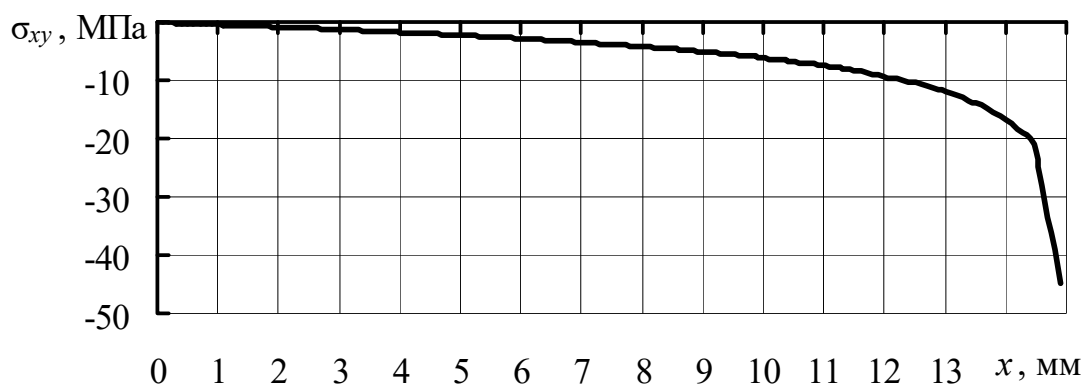


Рисунок 3.24 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

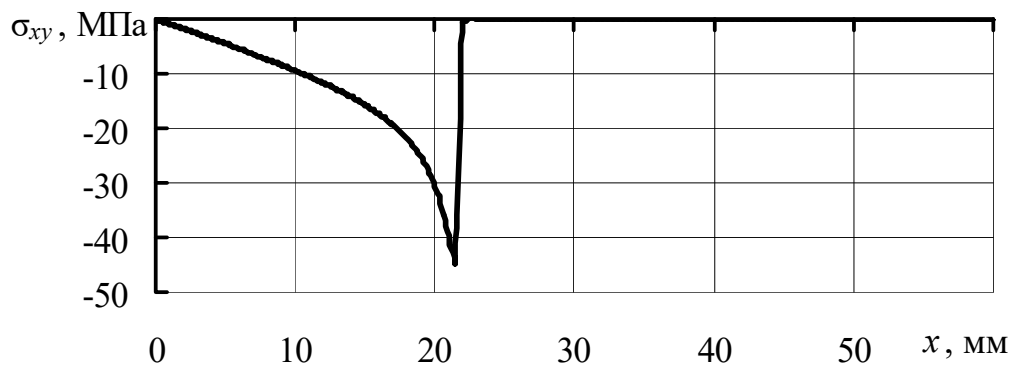


Рисунок 3.25 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.2.3 Варіант №3

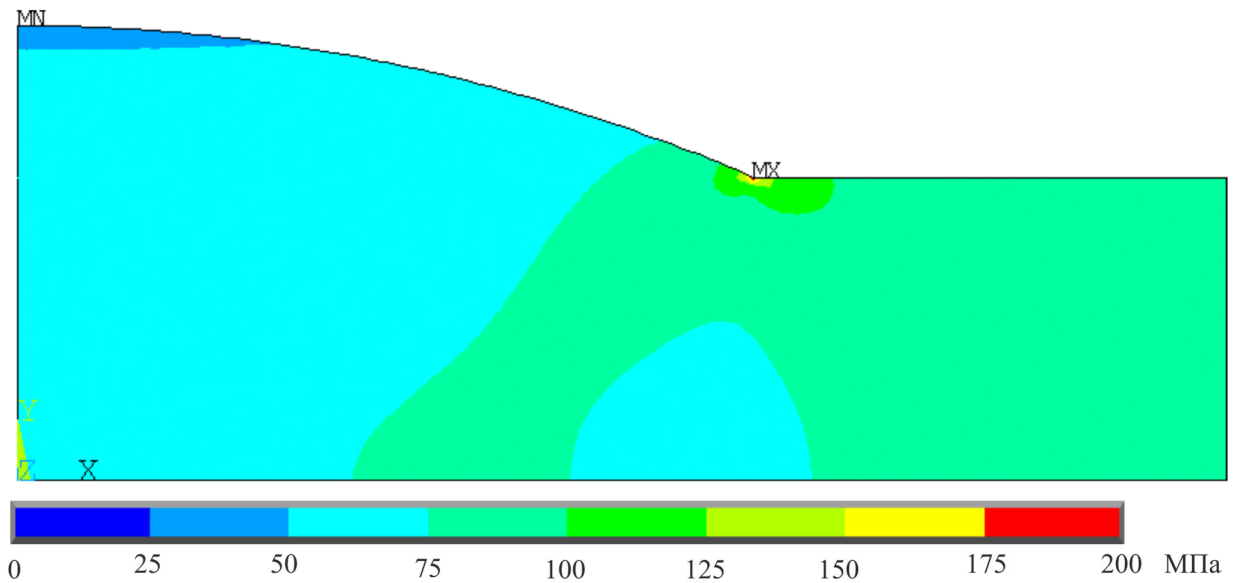


Рисунок 3.26 - Поля еквівалентних напружень

Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного. Напруження у випуклості, в порівнянні з попередніми варіантами, зросли.

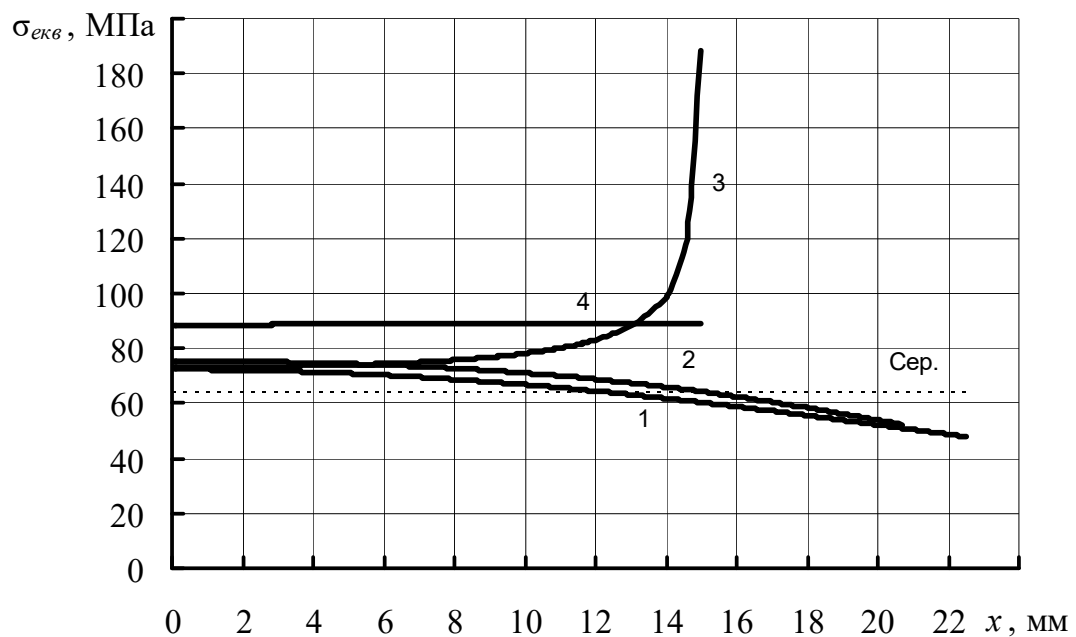


Рисунок 3.27 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

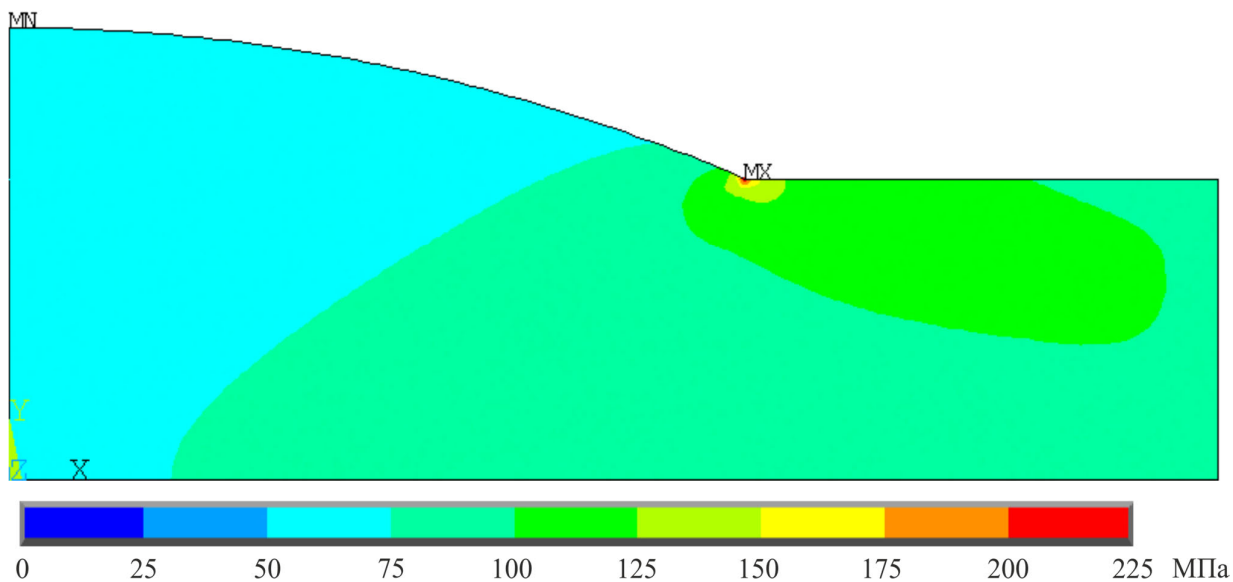


Рисунок 3.28 - Поля напружень σ_x

Коефіцієнт концентрації напружень сягає значення 2,25. Напруження по товщині випуклості та на осі шва не більше 75 МПа.

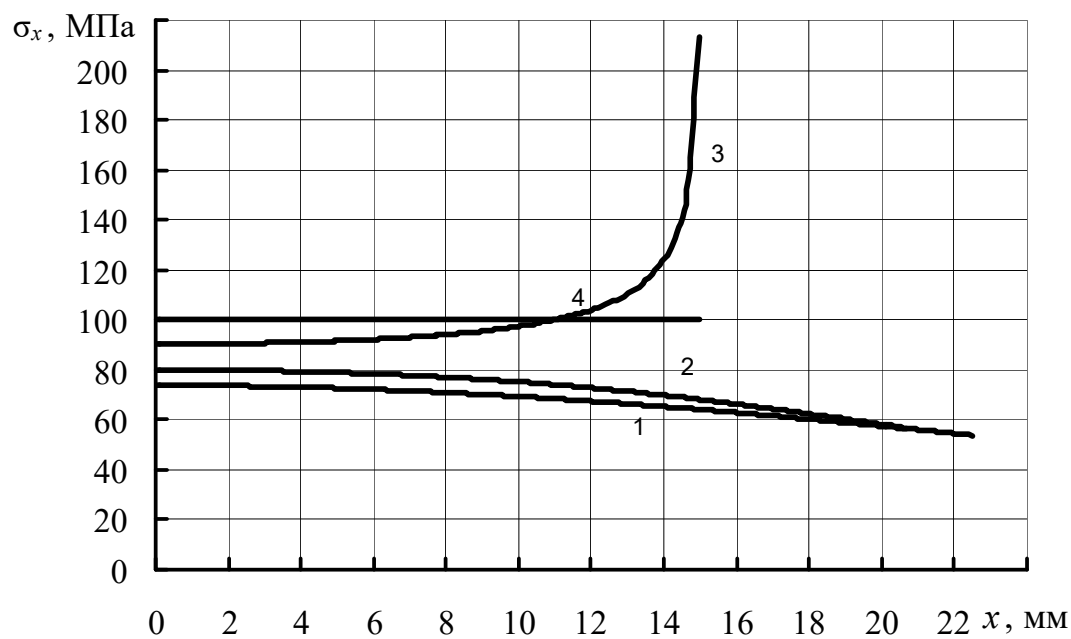


Рисунок 3.29 - Епюри напружень σ_x у перерізах

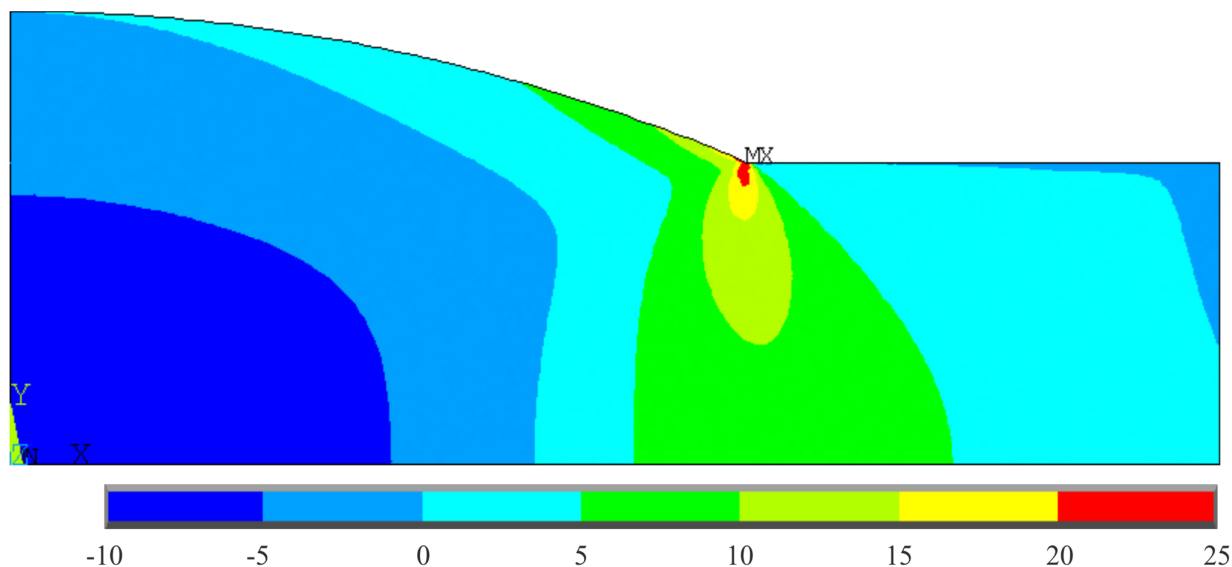


Рисунок 3.30 - Поля напружень σ_y

Напруження σ_y найбільші у точці концентрації – 25 МПа; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва.

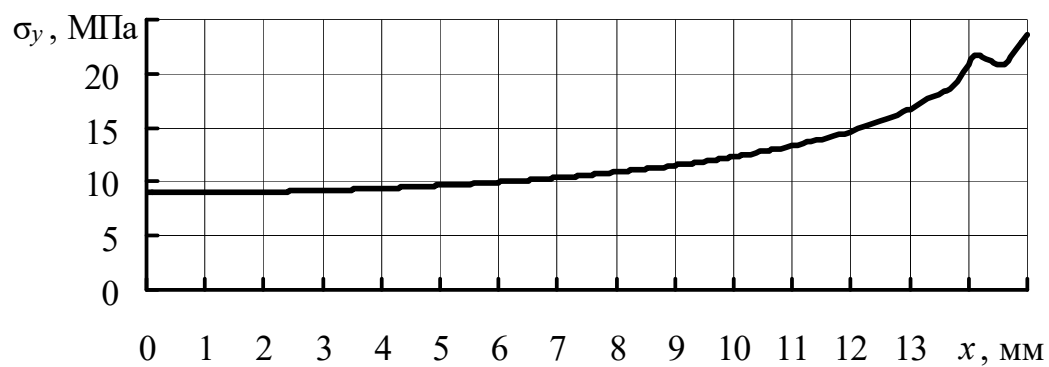


Рисунок 3.31 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

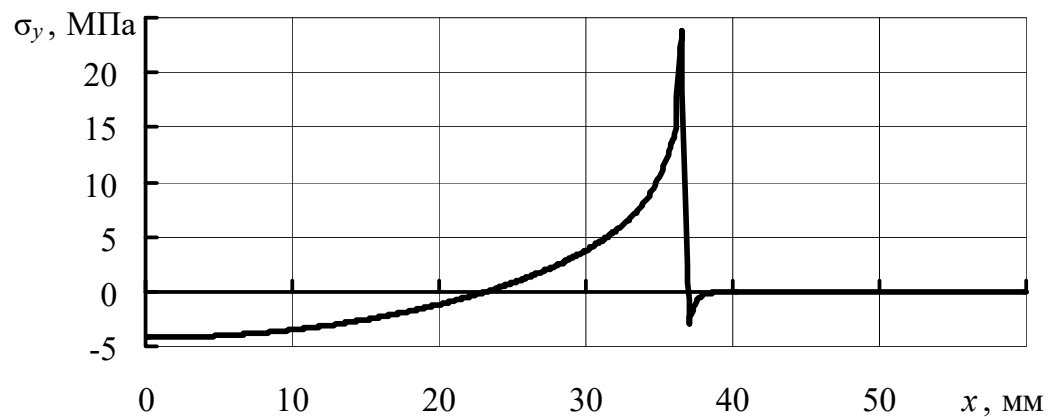


Рисунок 3.32 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

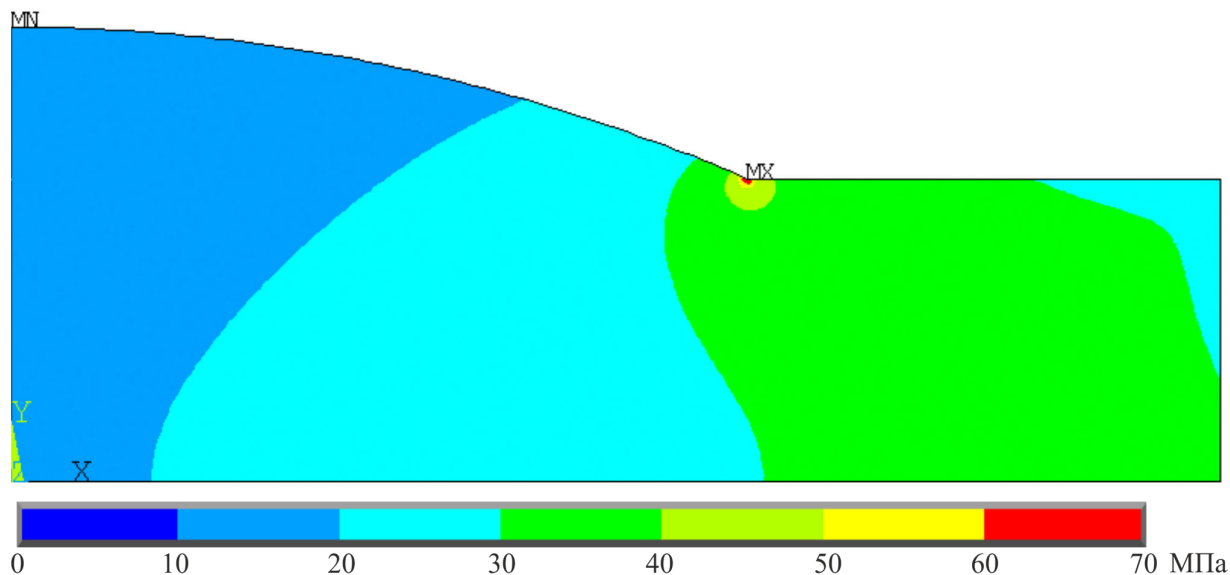


Рисунок 3.33 - Поля напружень σ_z

Найбільшого значення 70 МПа напруження σ_z досягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження в основному металі складають 20...40 МПа.

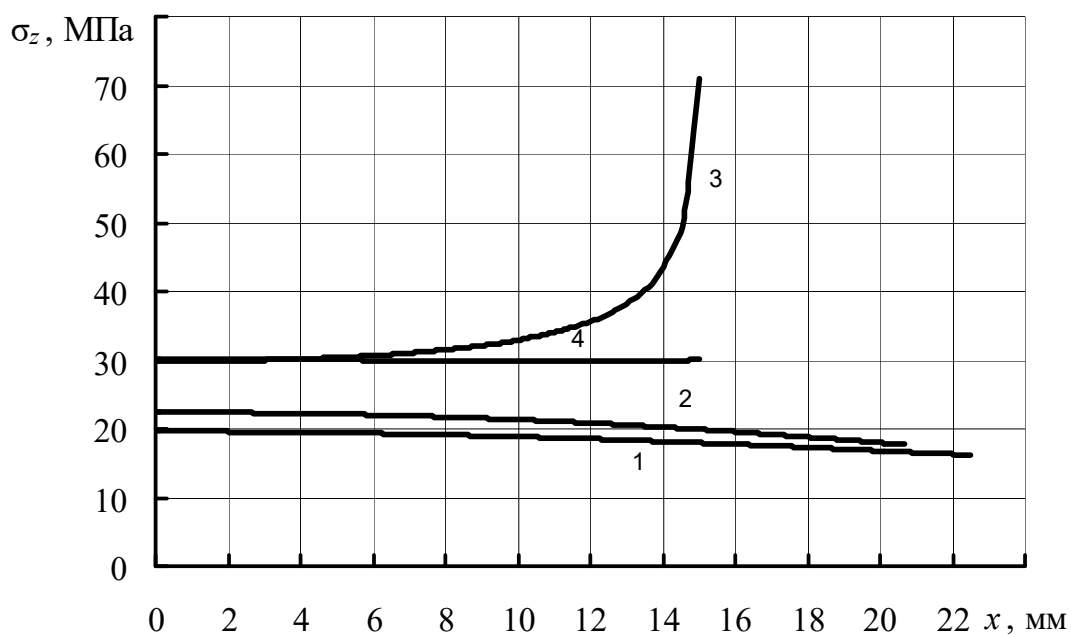


Рисунок 3.34 - Епюри напружень σ_z у перерізах

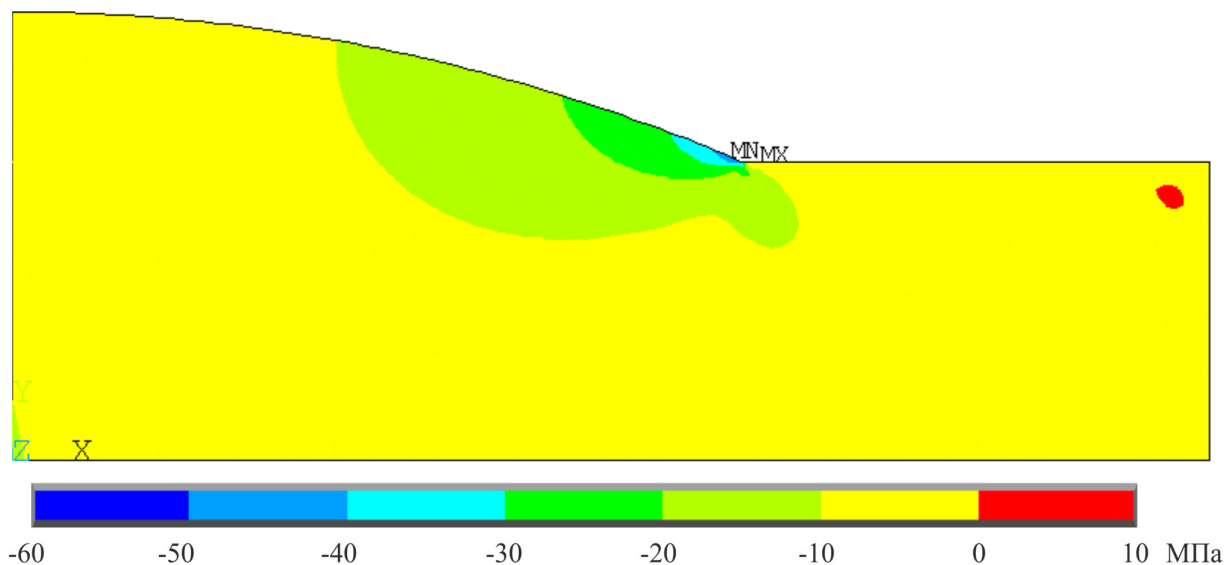


Рисунок 3.35 - Поля напружень σ_{xy}

Напруження σ_{xy} збільшуються до 60 МПа в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

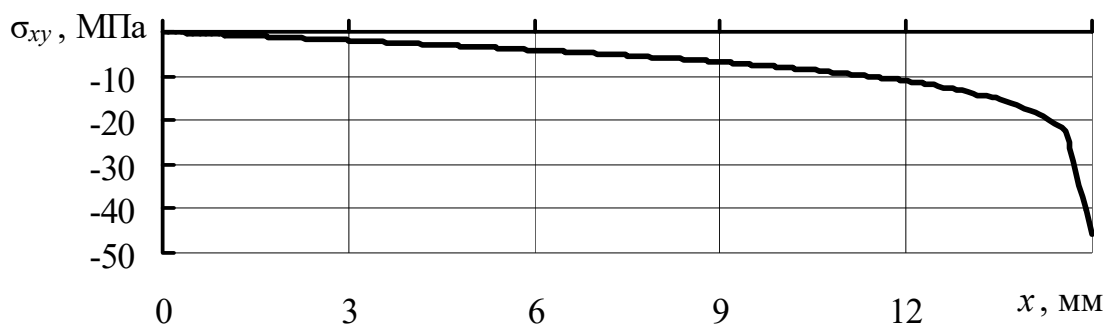


Рисунок 3.36 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

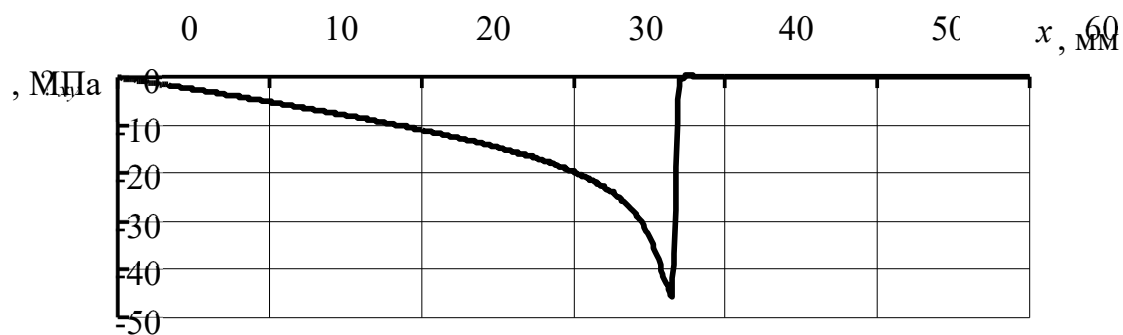


Рисунок 3.37 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.2.4 Варіант №4

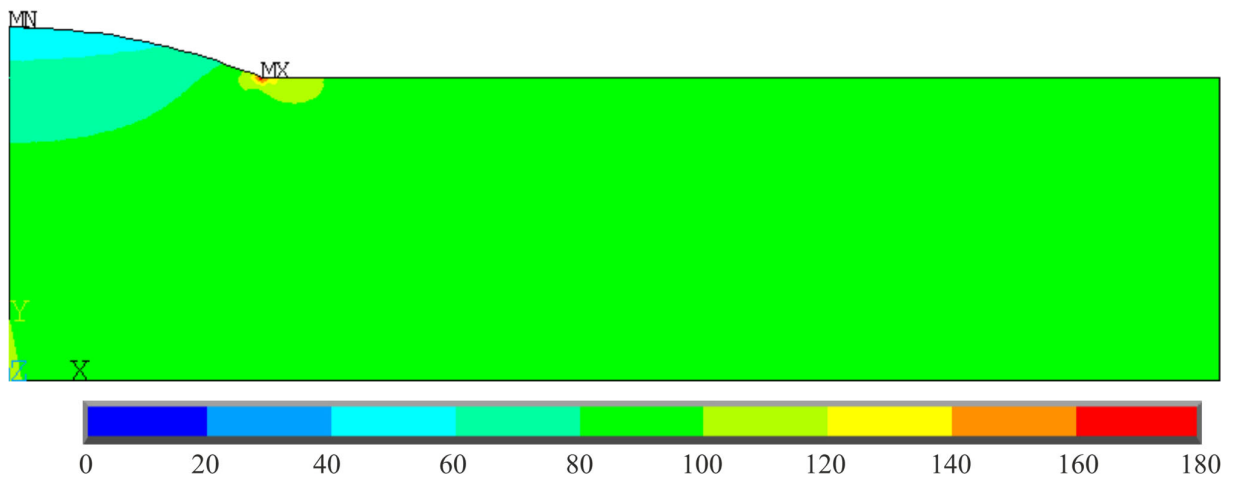


Рисунок 3.38 - Поля еквівалентних напружень

Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного. Напруження у випуклості, в порівнянні з попередніми варіантами, зросли.

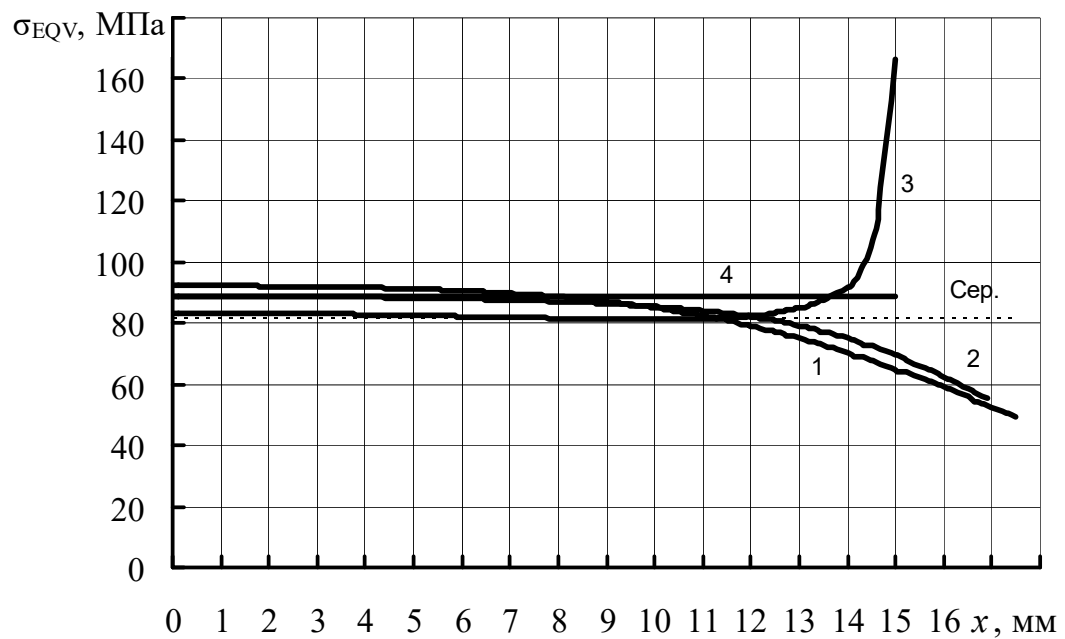


Рисунок 3.39 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

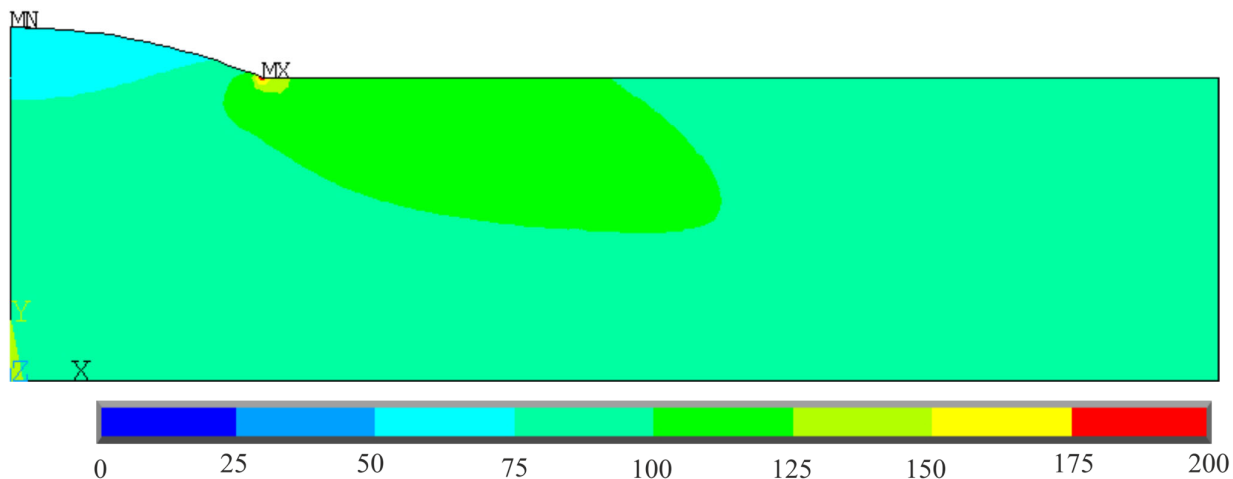


Рисунок 3.40 - Поля напружень σ_x

Коефіцієнт концентрації менше, ніж у варіанті №3, більше, ніж у варіанті №1. Напруження по товщині випуклості та на осі шва не більше 75-5 МПа.

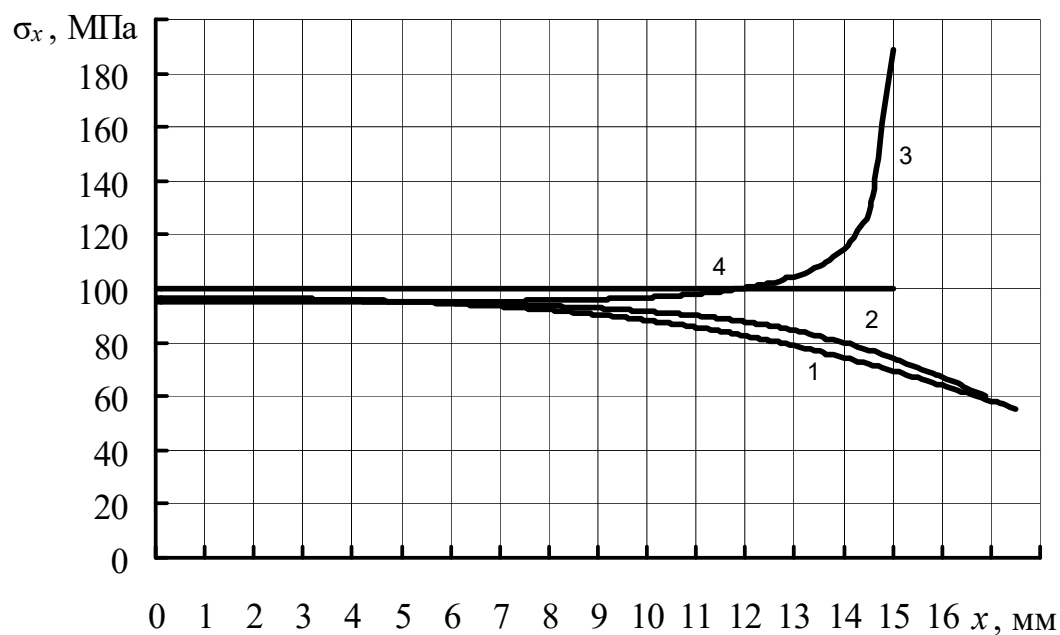


Рисунок 3.41 - Епюри напружень σ_x у перерізах

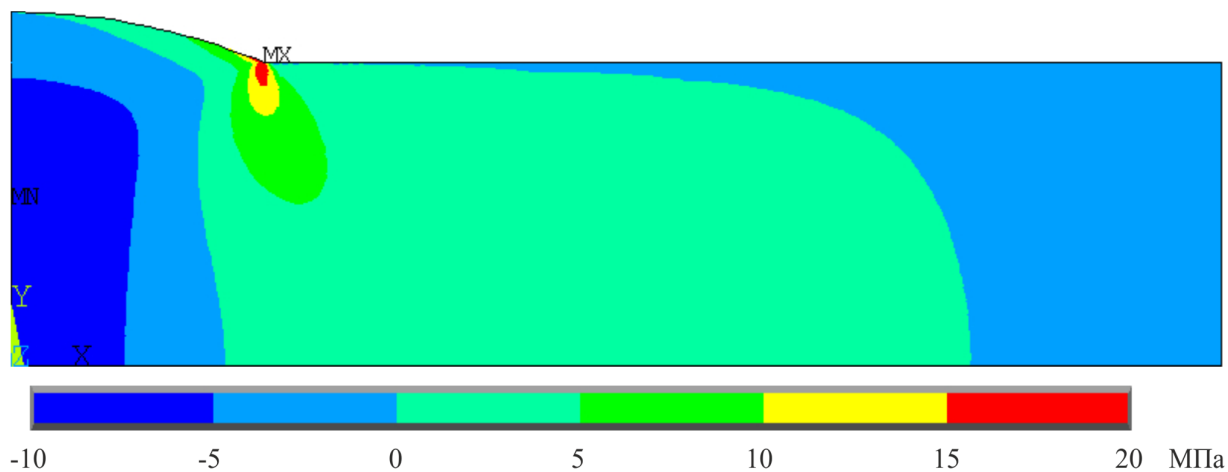


Рисунок 3.42 - Поля напружень σ_y

Напруження σ_y найбільші у точці концентрації – 20 МПа; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва, приближаючись до нуля в місці прикладення навантаження.

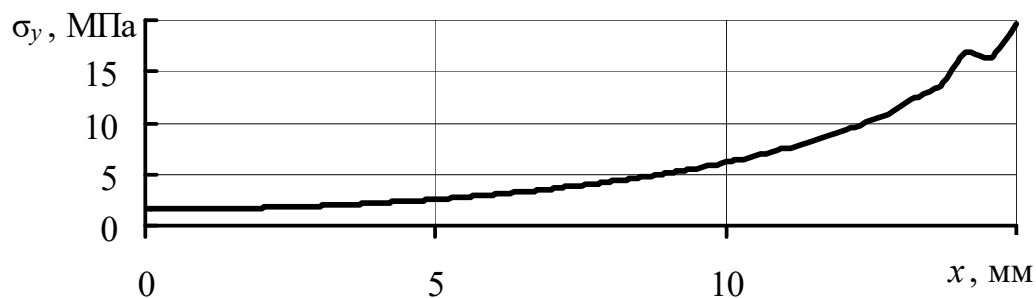


Рисунок 3.43-3 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

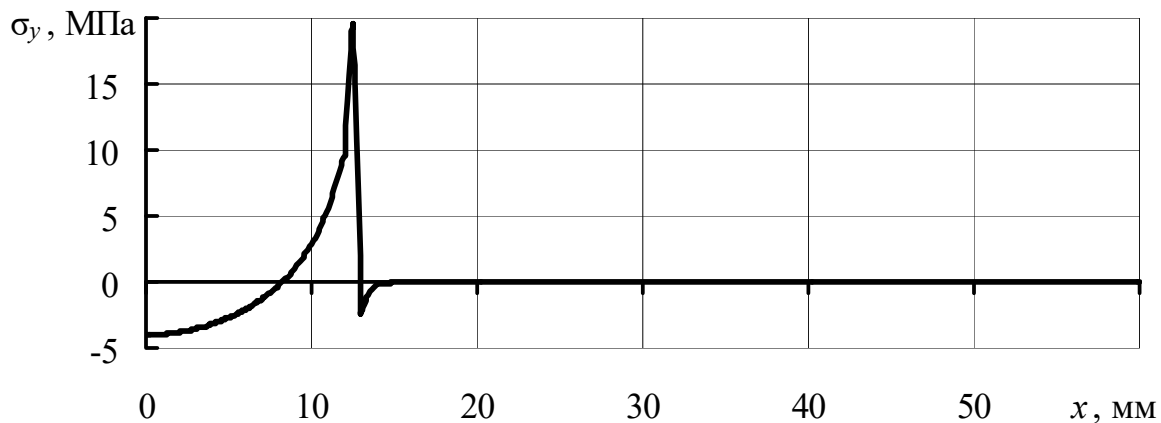


Рисунок 3.44 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

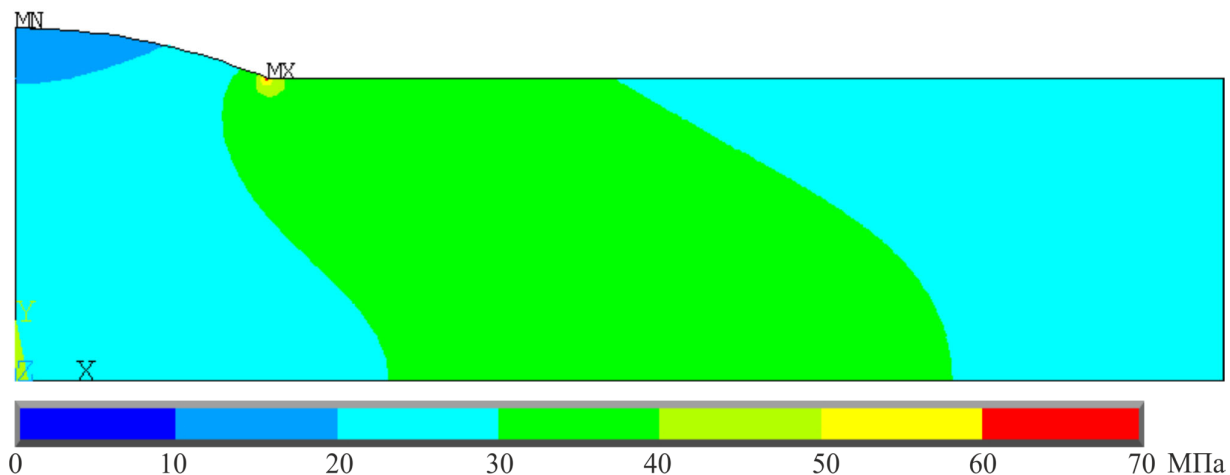


Рисунок 3.45 - Поля напружень σ_z

Найбільшого значення 70 МПа напруження σ_z досягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження у основному металі складають 20...40 МПа, як і у попередніх варіантах.

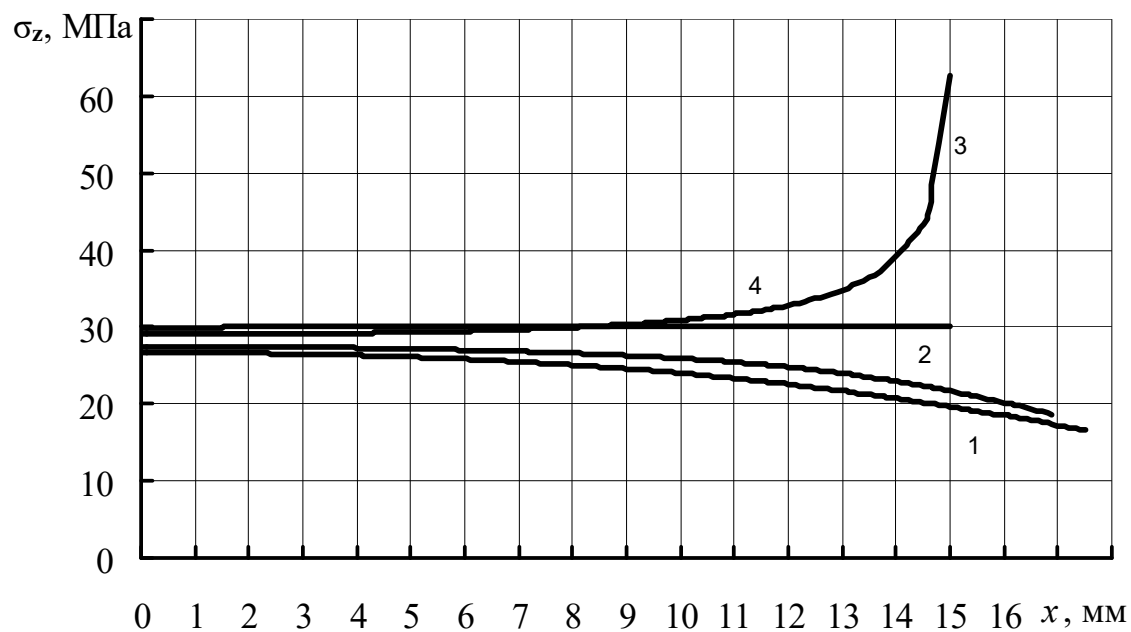


Рисунок 3.46 - Епюри напружень σ_z у перерізах

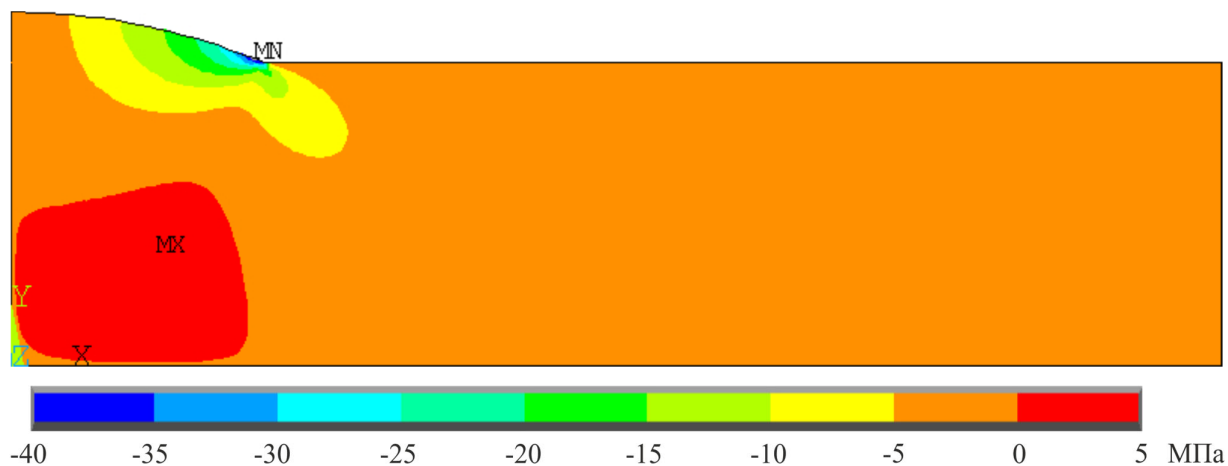


Рисунок 3.47 - Поля напружень σ_{xy}

Амплітуда напружень зменшилася до 40 МПа в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

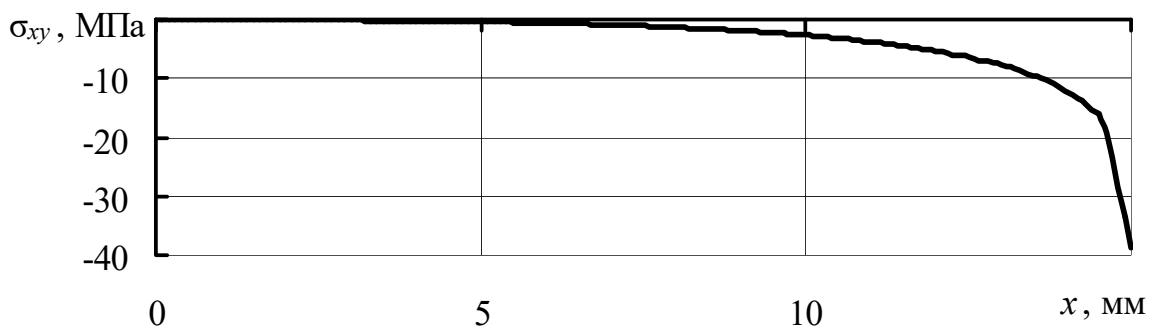


Рисунок 3.48 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

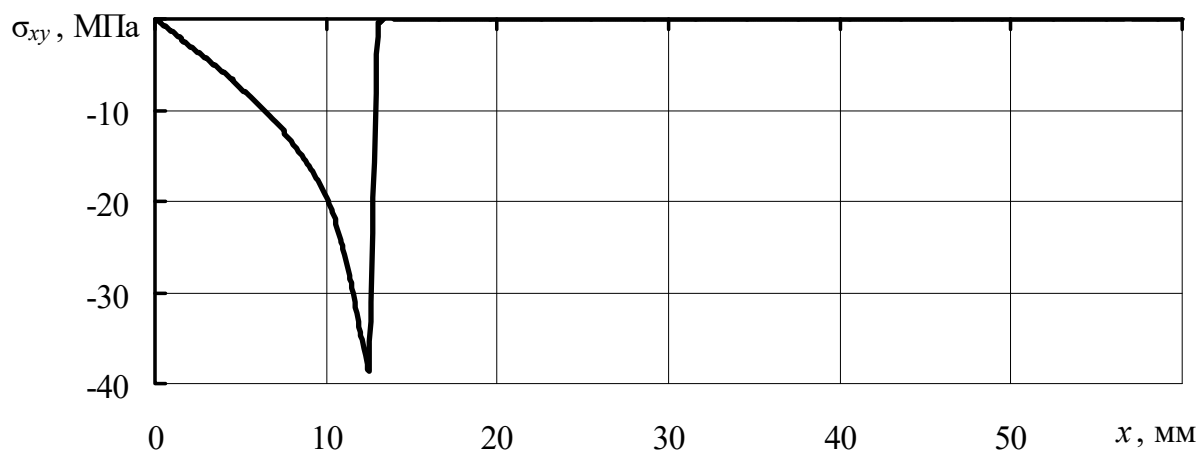
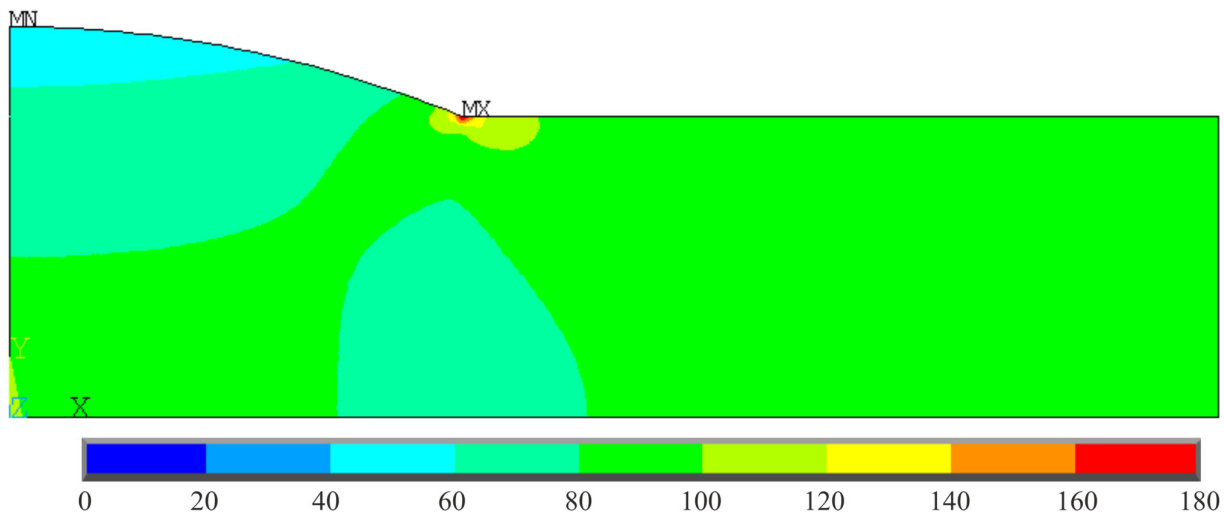


Рисунок 3.49 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.2.5 Варіант №5



Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного з коефіцієнтом 1,8. Напруження у випуклості, в порівнянні з попередніми варіантами, зросли та сягають 100 МПа в корні шва.

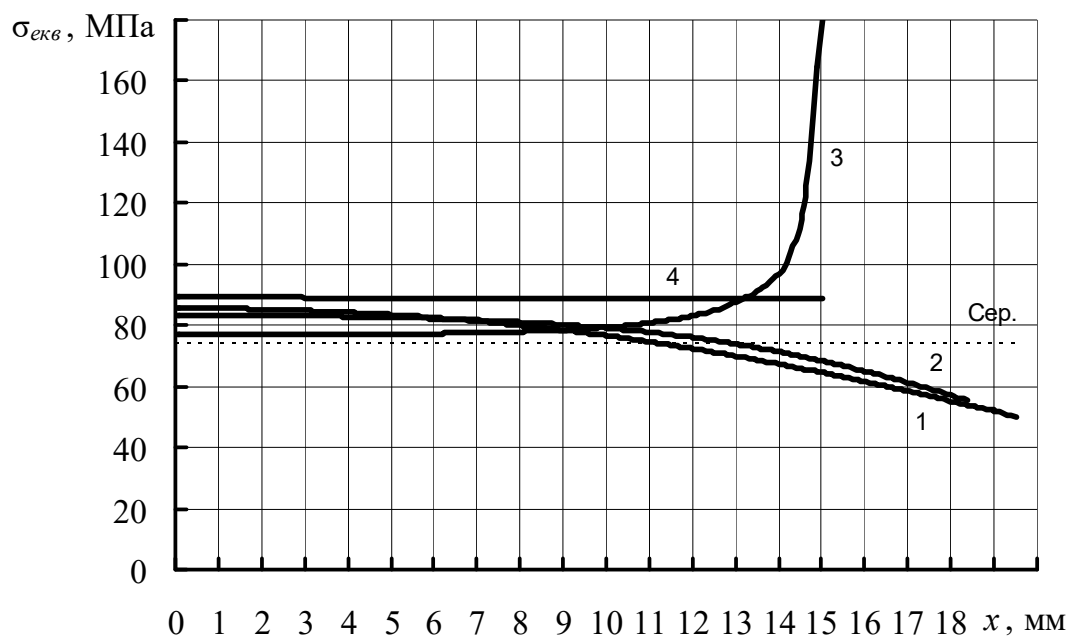


Рисунок 3.51 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

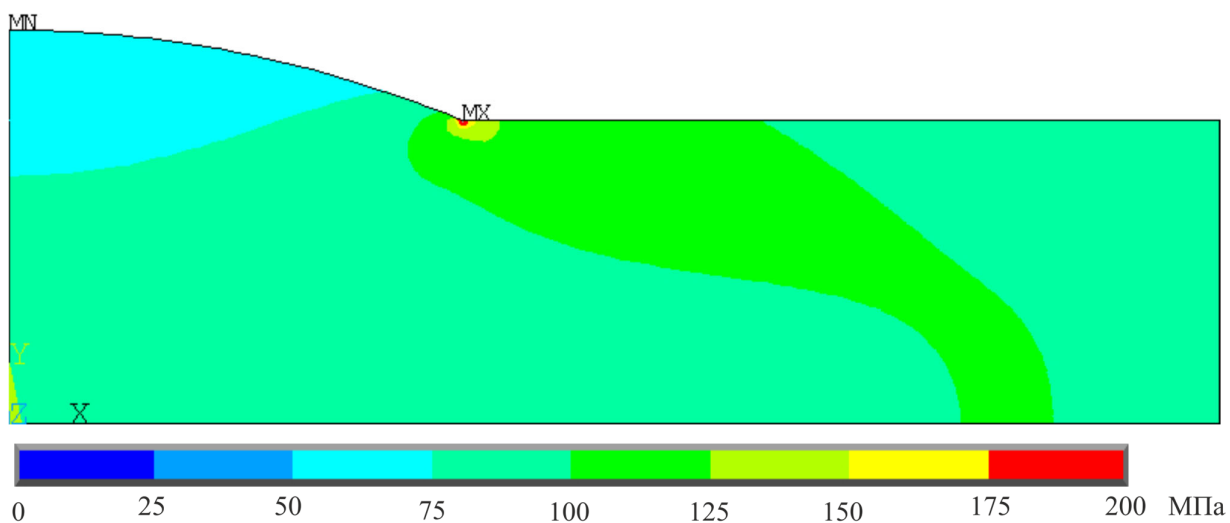


Рисунок 3.52 - Поля напружень σ_x

Коефіцієнт концентрації рівен 2. Напруження по товщині випуклості та на осі шва досягають 100 МПа, у випуклості не більше 75 МПа.

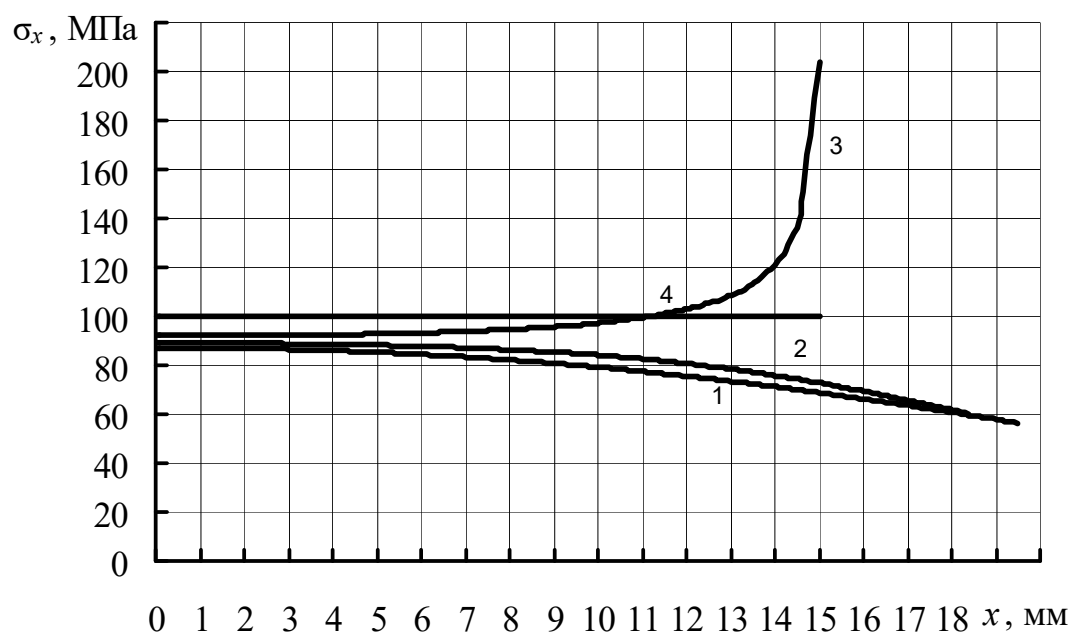


Рисунок 3.53 - Епюри напружень σ_x у перерізах

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

132.6121зм.01.03.03

Арк.
65

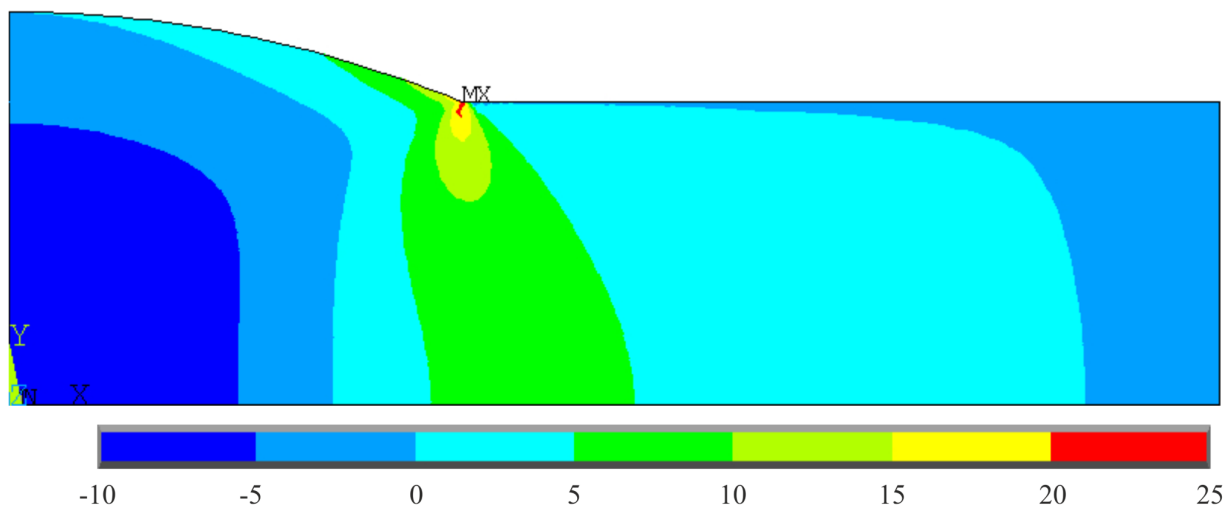


Рисунок 3.54 - Поля напружень σ_y

Напруження σ_y у точці концентрації збільшилися до 25-5 МПа; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва, наближаючись до нуля в місці прикладення навантаження.

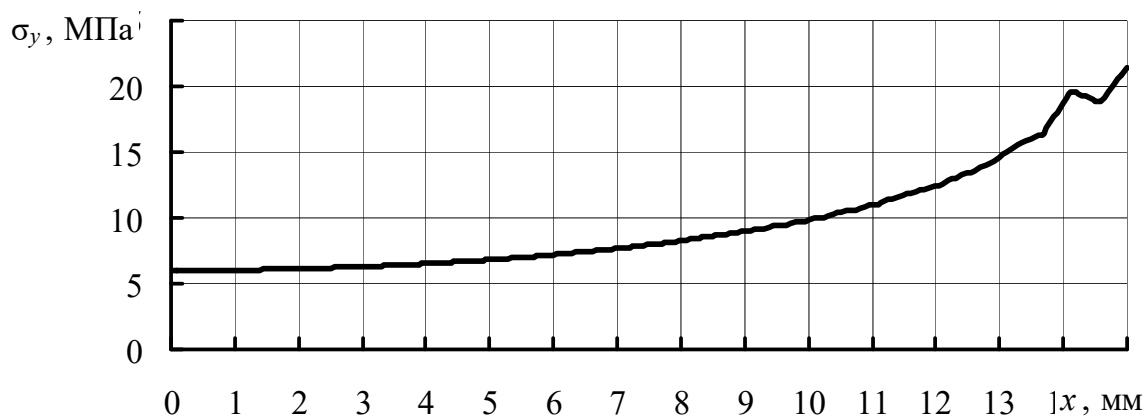


Рисунок 3.55 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

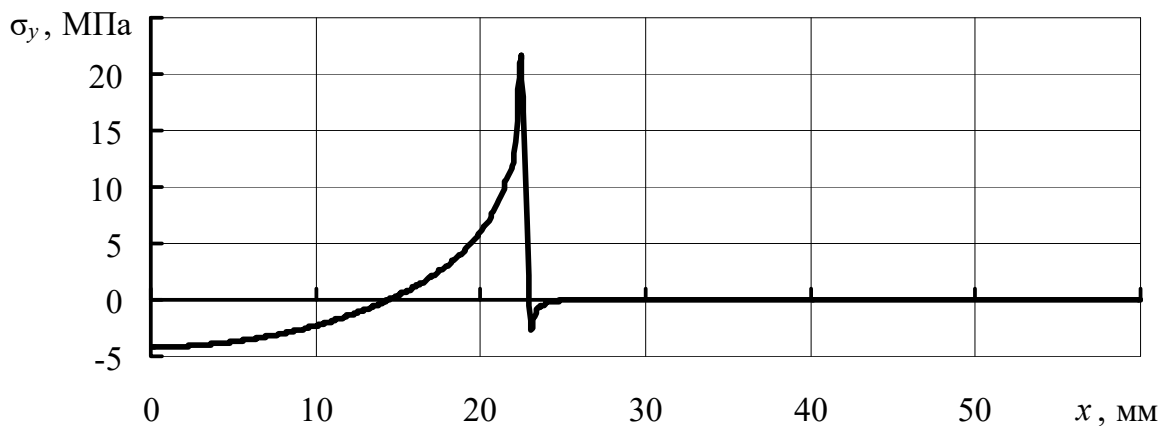


Рисунок 3.56 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

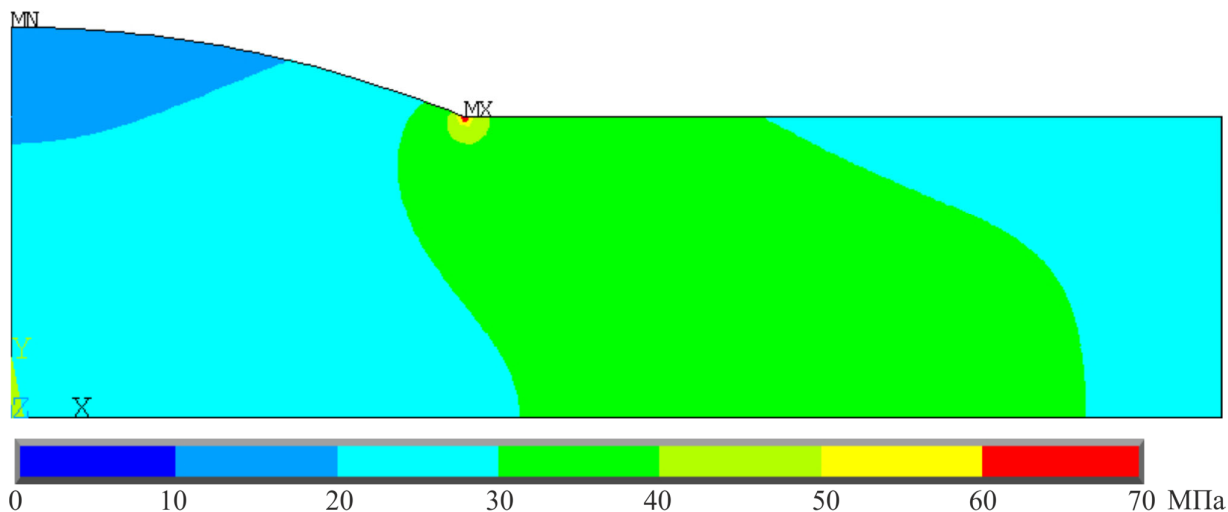


Рисунок 3.57 - Поля напружень σ_z

Найбільшого значення 70 МПа напруження σ_z досягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження в основному металі складають 20...40 МПа, як і у попередніх варіантах.

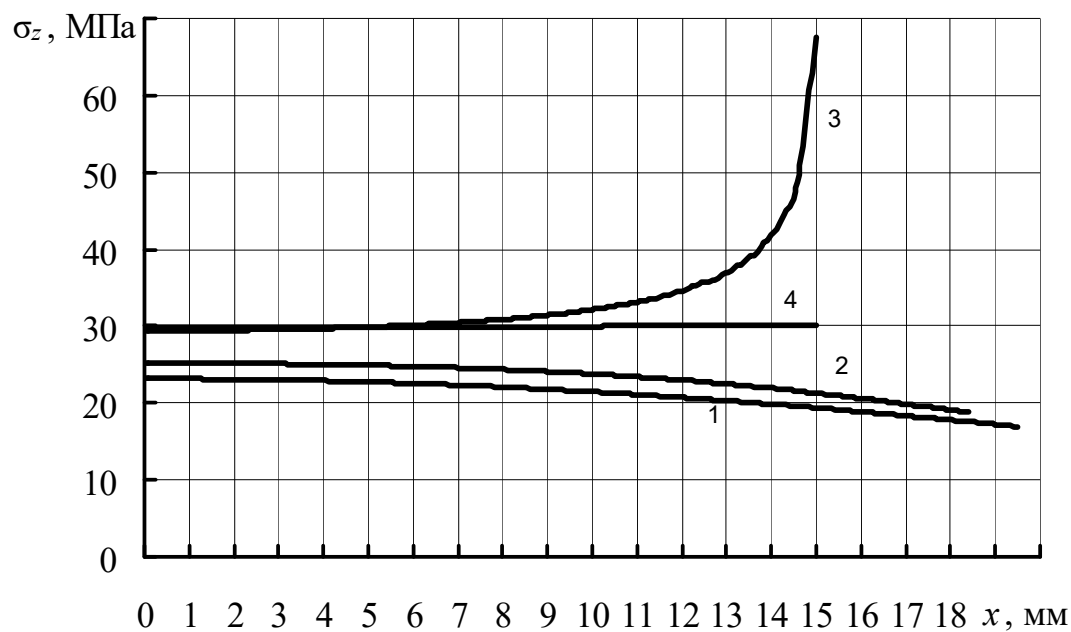


Рисунок 3.58 - Епюри напружень σ_z у перерізах

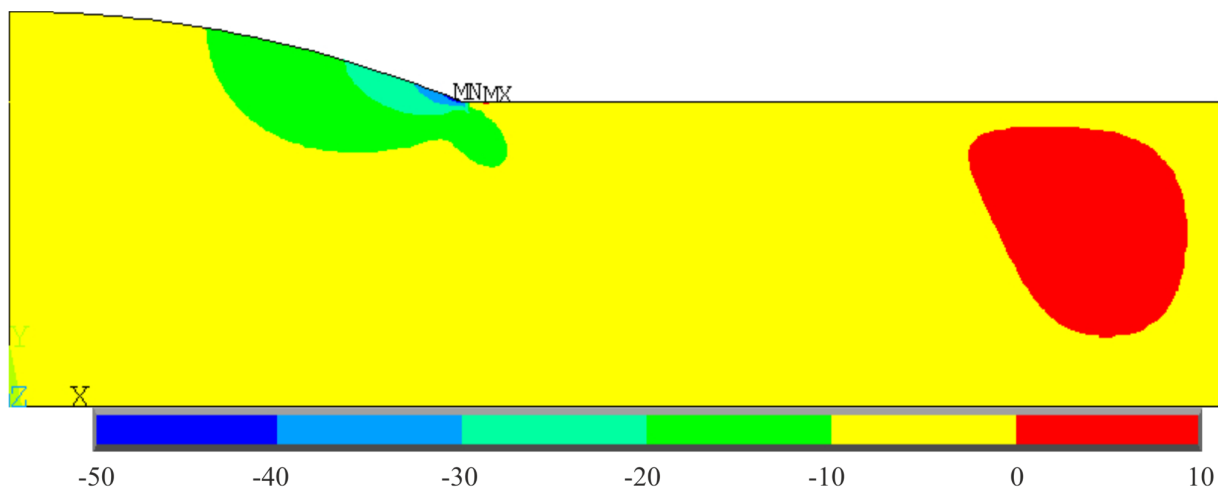


Рисунок 3.59 - Поля напружень σ_{xy}

Найбільші напруження складають 50 МПа в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

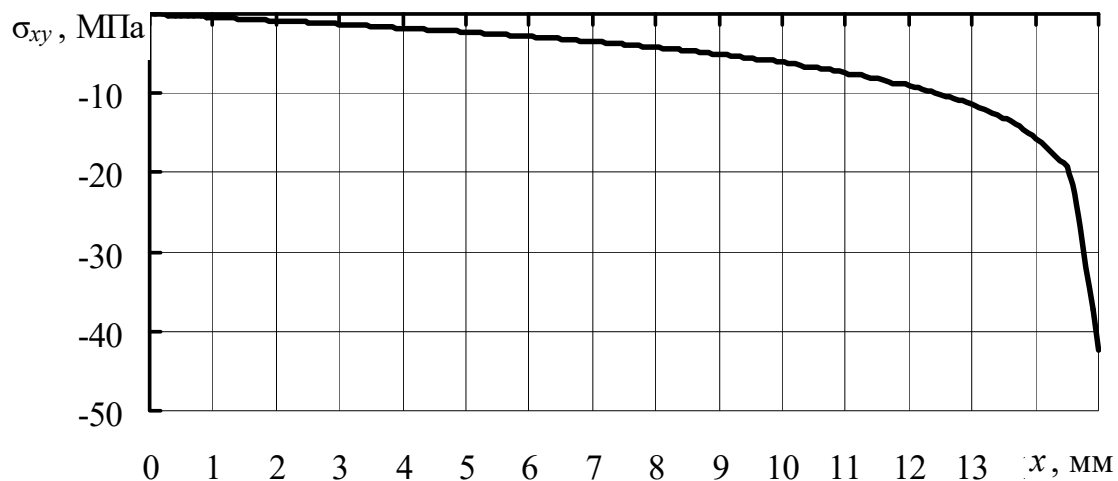


Рисунок 3.60 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

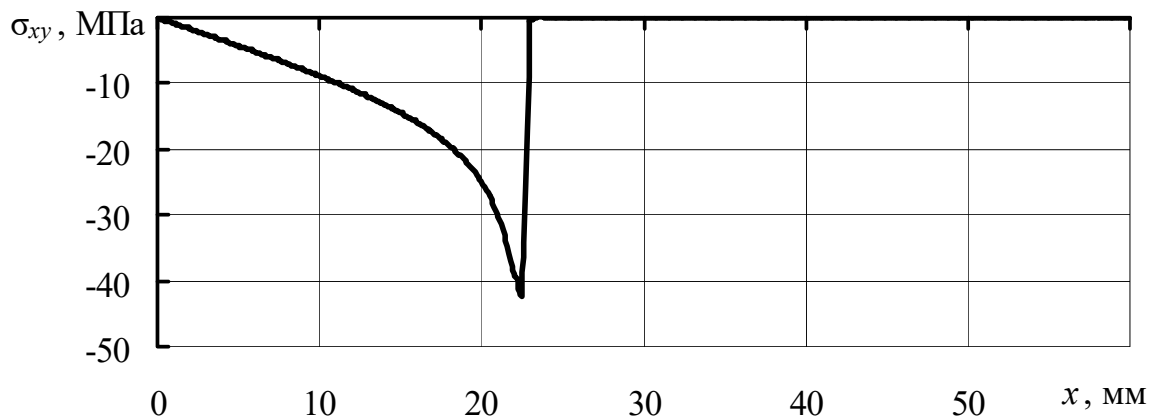


Рисунок 3.61 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.2.6 Варіант №6

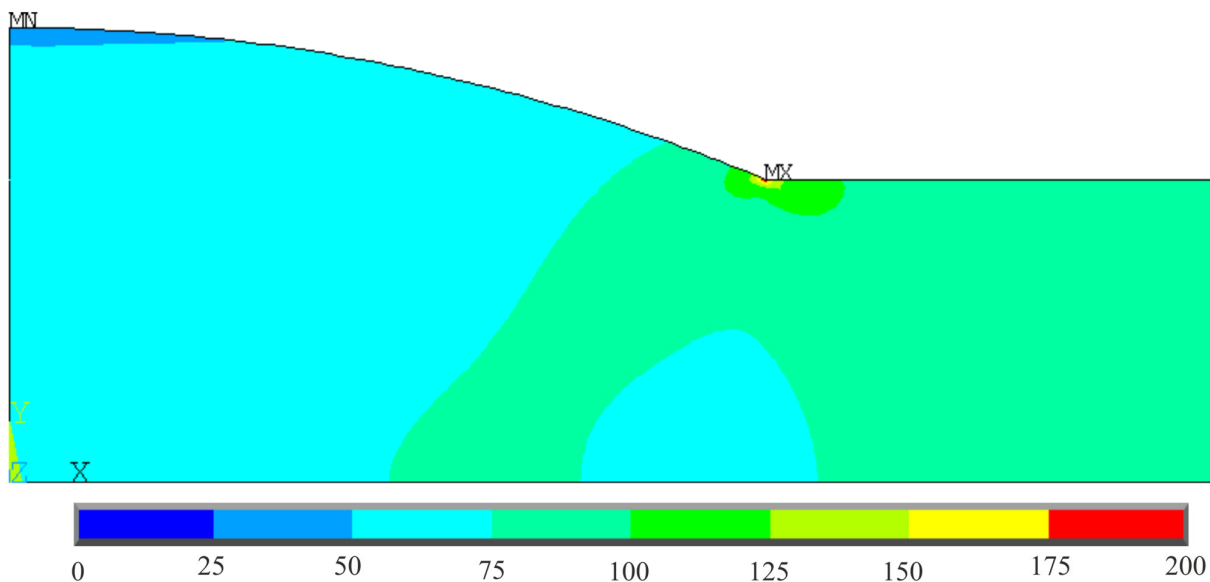


Рисунок 3.62 - Поля еквівалентних напружень

Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного з коефіцієнтом 2,0. Напруження у випуклості не більше 75 МПа, у решті перерізу не перевищують 100 МПа.

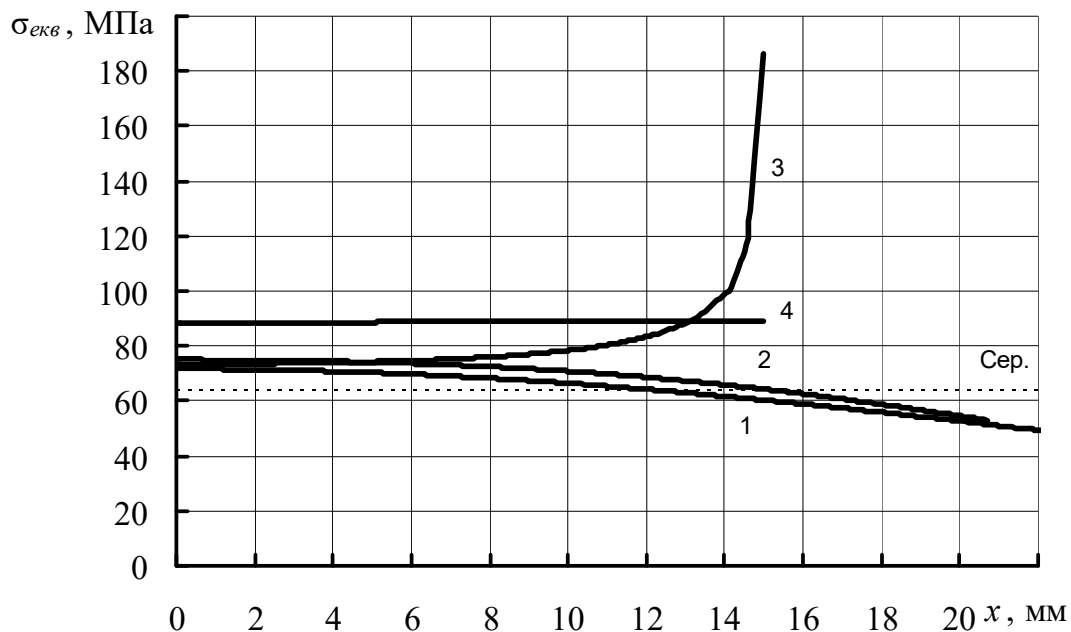


Рисунок 3.63 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

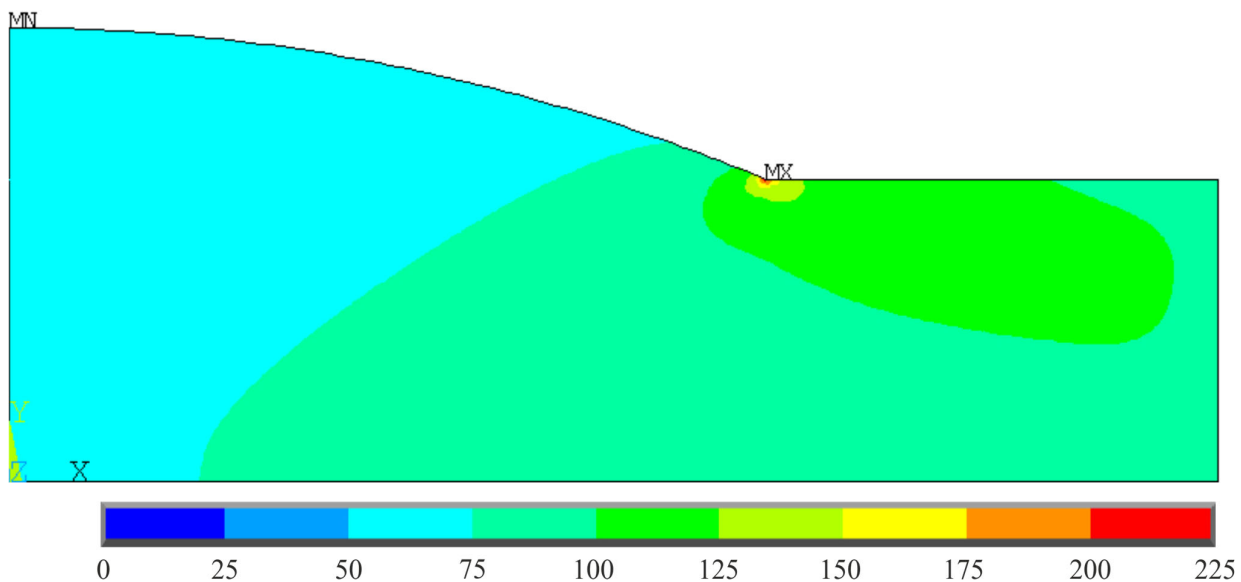


Рисунок 3.64 - Поля напружень σ_x

Коефіцієнт концентрації рівень 2,25. Напруження по товщині випуклості та на осі шва досягають 75 МПа, у решті не більше 100 МПа.

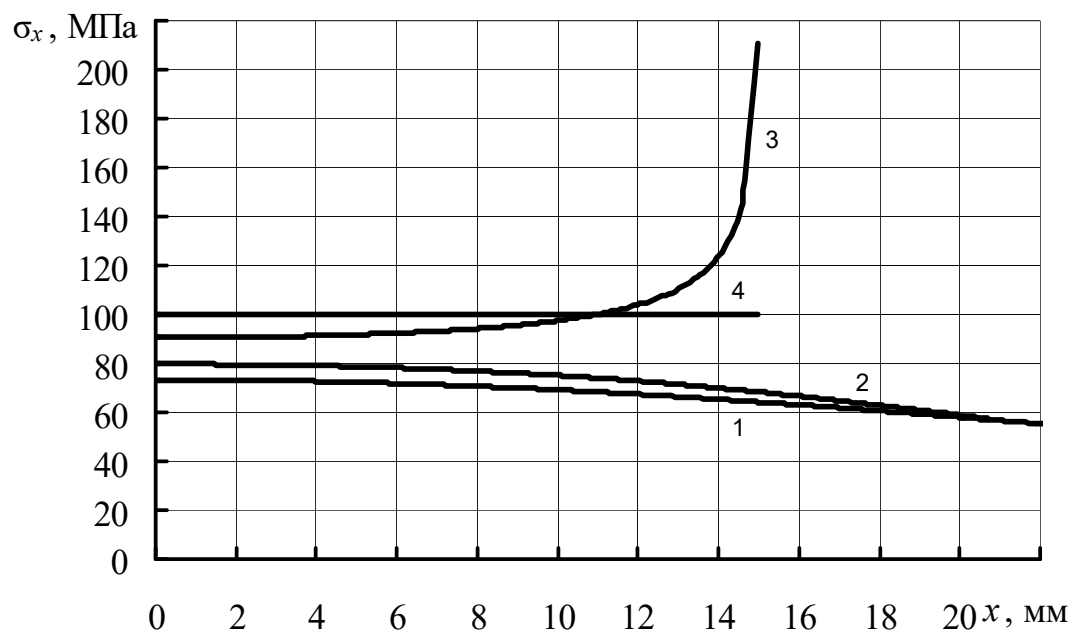


Рисунок 3.65 - Епюри напружень σ_x у перерізах

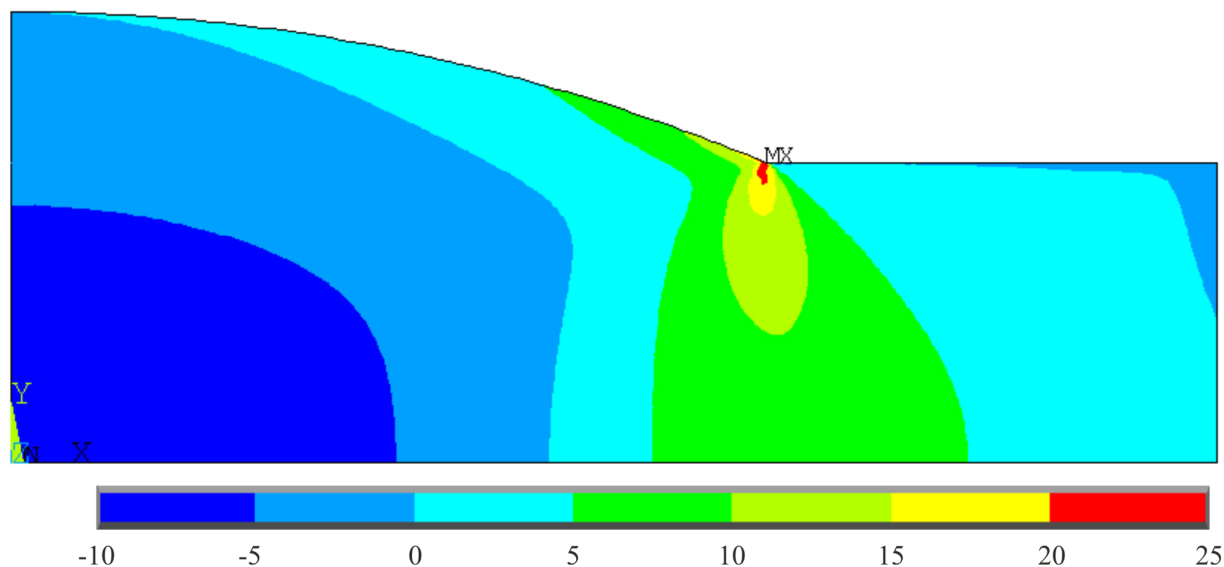


Рисунок 3.66 - Поля напружень σ_y

Напруження σ_y у точці концентрації збільшуються до 25 МПа; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва, наближаючись до нуля в місці прикладення навантаження.

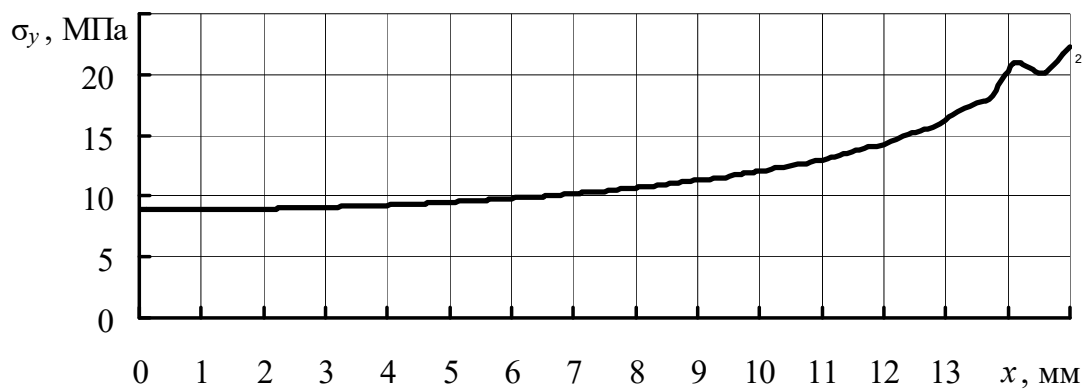


Рисунок 3.67 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

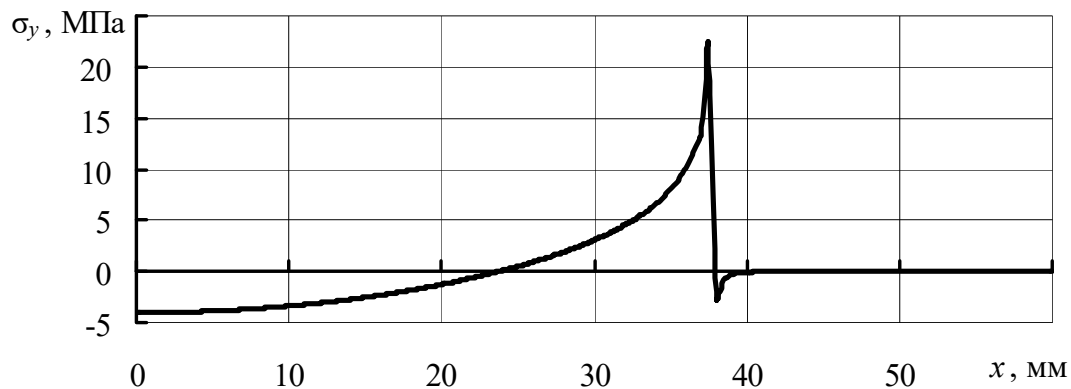


Рисунок 3.68 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

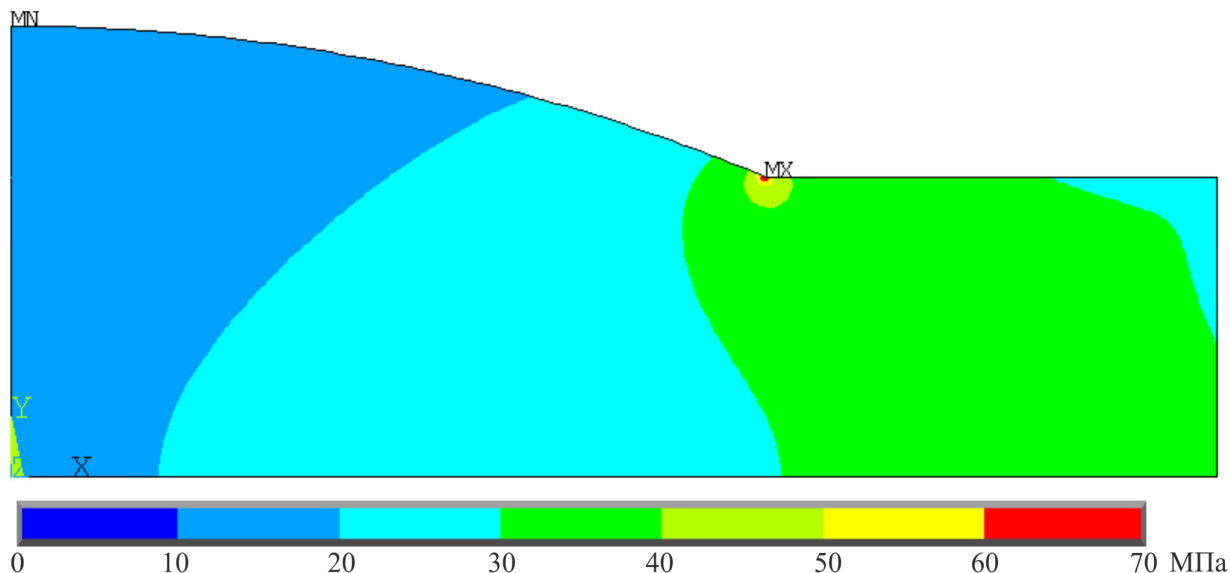


Рисунок 3.69 - Поля напружень σ_z

Найбільшого значення 70 МПа напруження σ_z сягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження у основному металі складають 20...40 МПа, як і у попередніх варіантах.

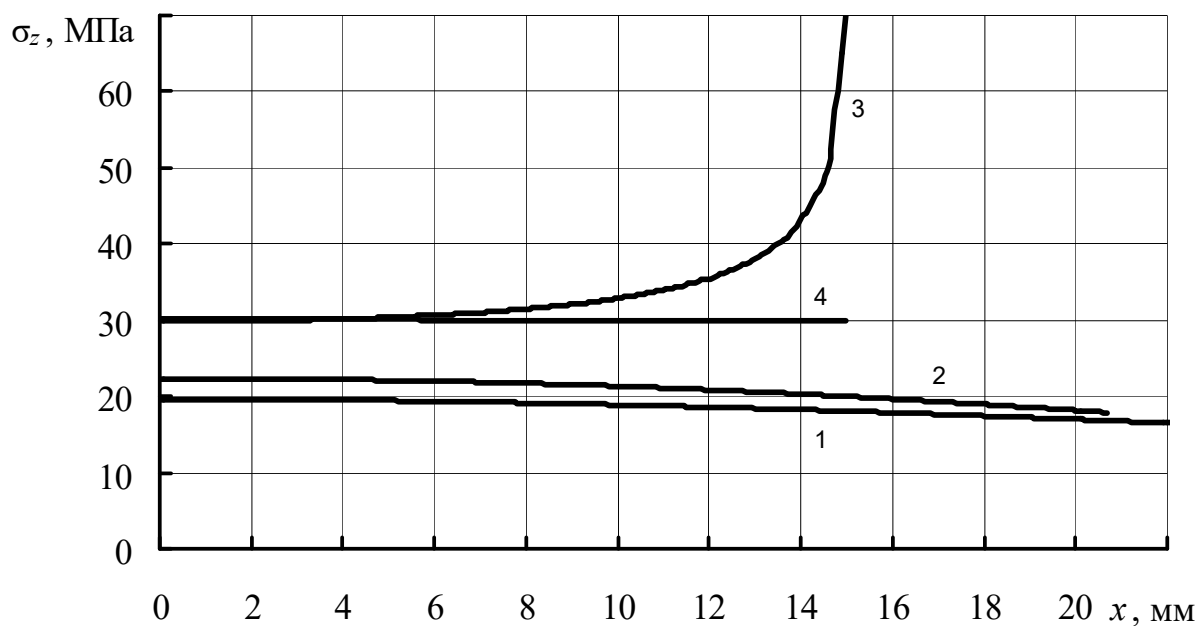


Рисунок 3.70 - Епюри напружень σ_z у перерізах

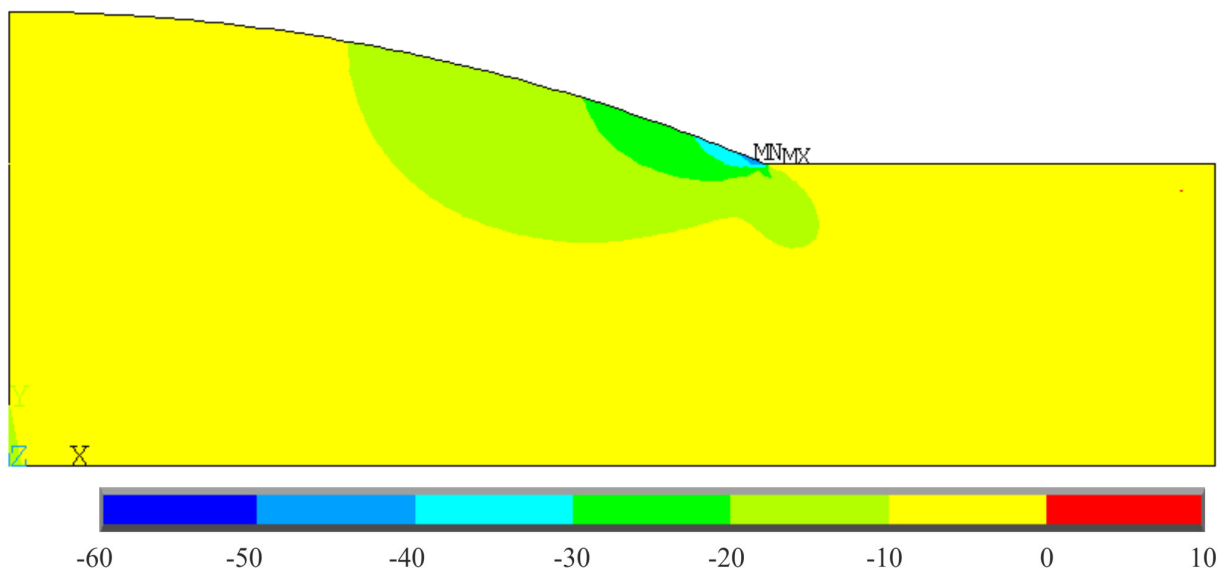


Рисунок 3.71 - Поля напружень σ_{xy}

Найбільші напруження складають 60 МПа в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

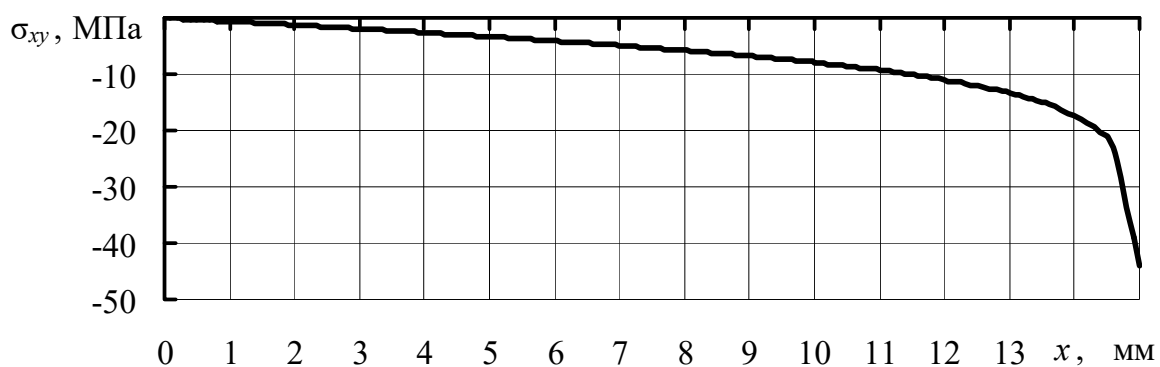


Рисунок 3.72 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

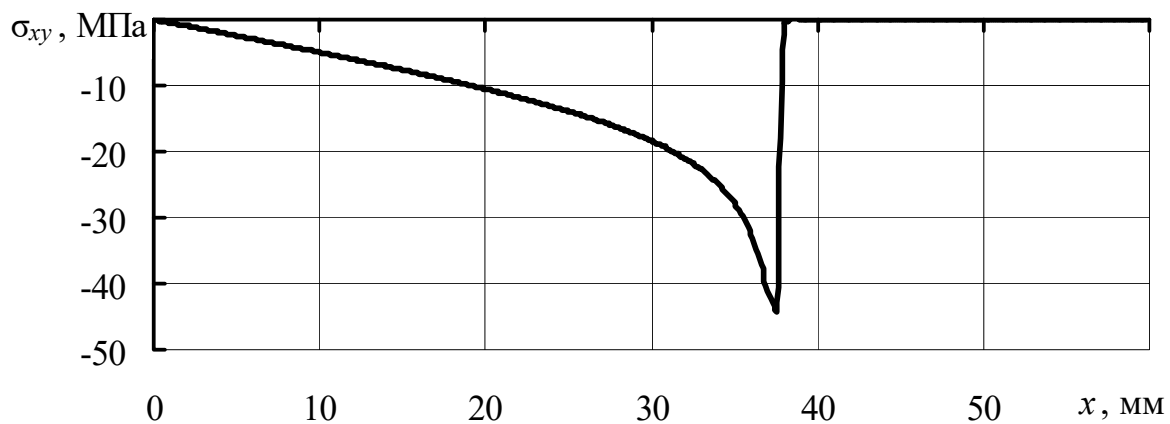


Рисунок 3.73-3 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.2.7 Варіант №7

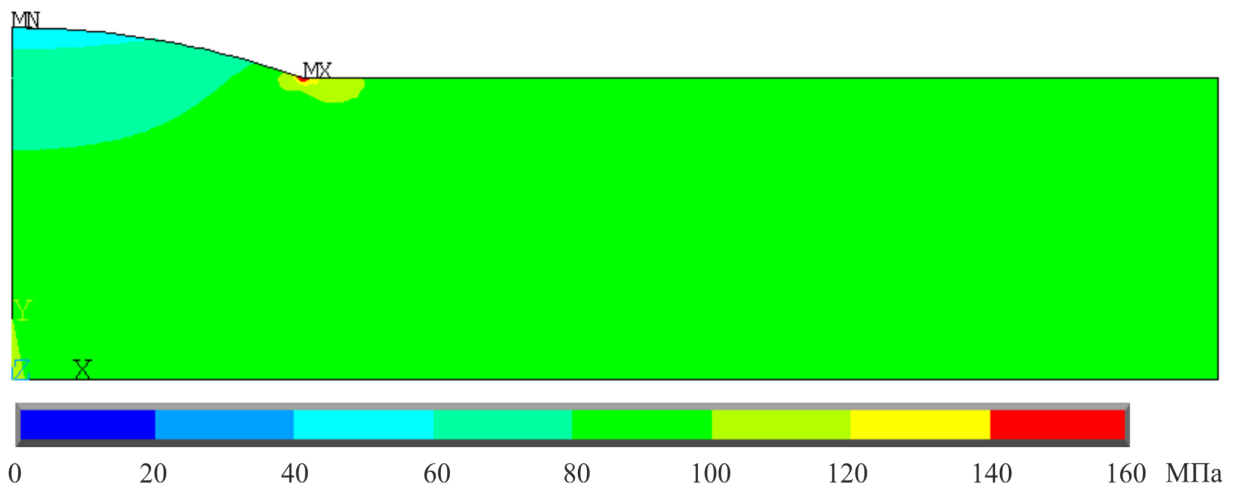


Рисунок 3.74 - Поля еквівалентних напружень

Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного з коефіцієнтом 1,6. Напруження у випуклості не більше 60 МПа, у решті перерізу близькі до 100 МПа.

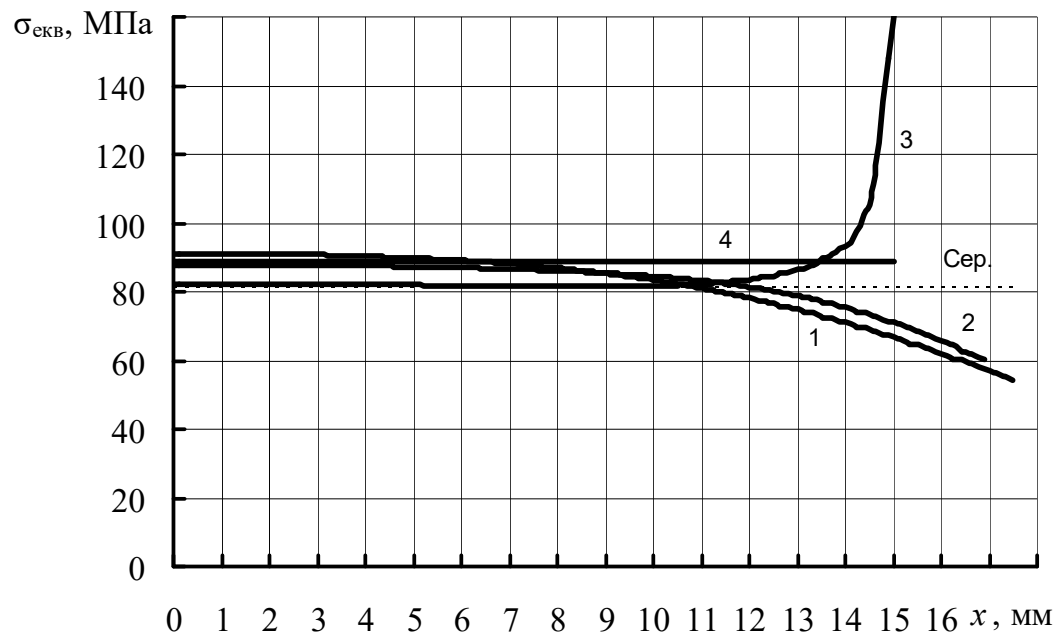


Рисунок 3.75 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

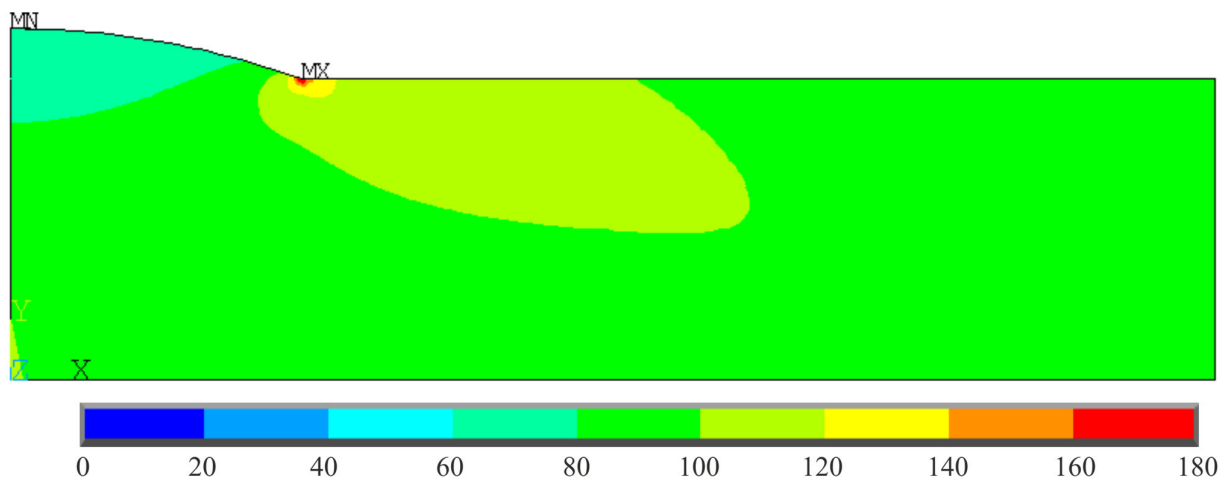


Рисунок 3.76 - Поля напружень σ_x

Коефіцієнт концентрації рівень 1,8. Напруження по товщині випуклості та на осі шва досягають 100 МПа.

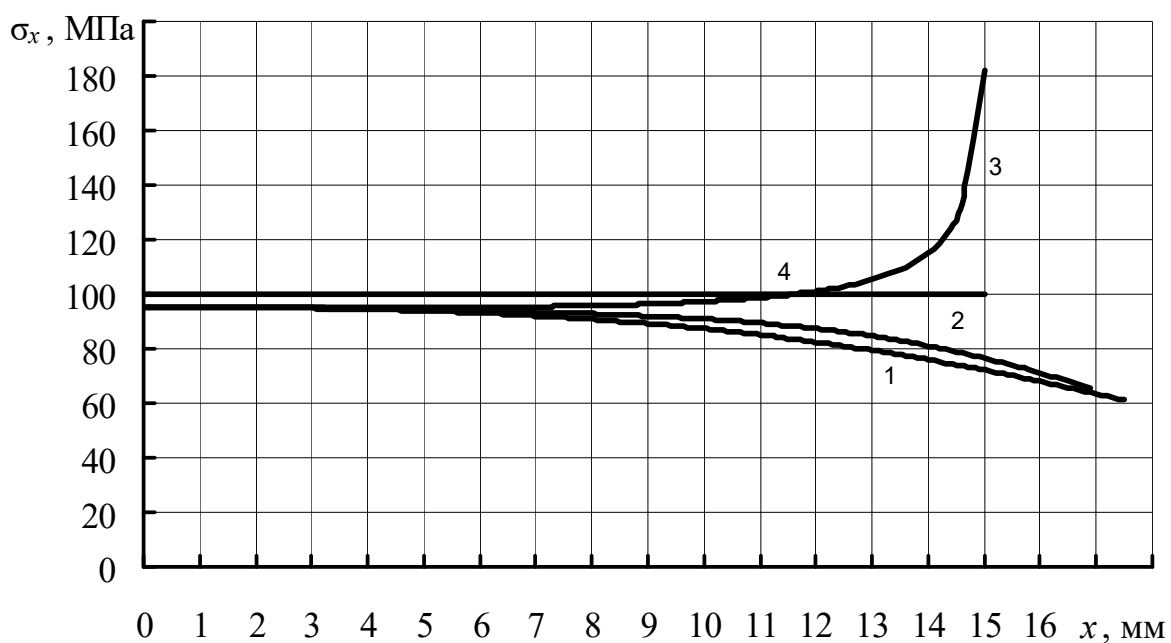


Рисунок 3.77 - Епюри напружень σ_x у перерізах

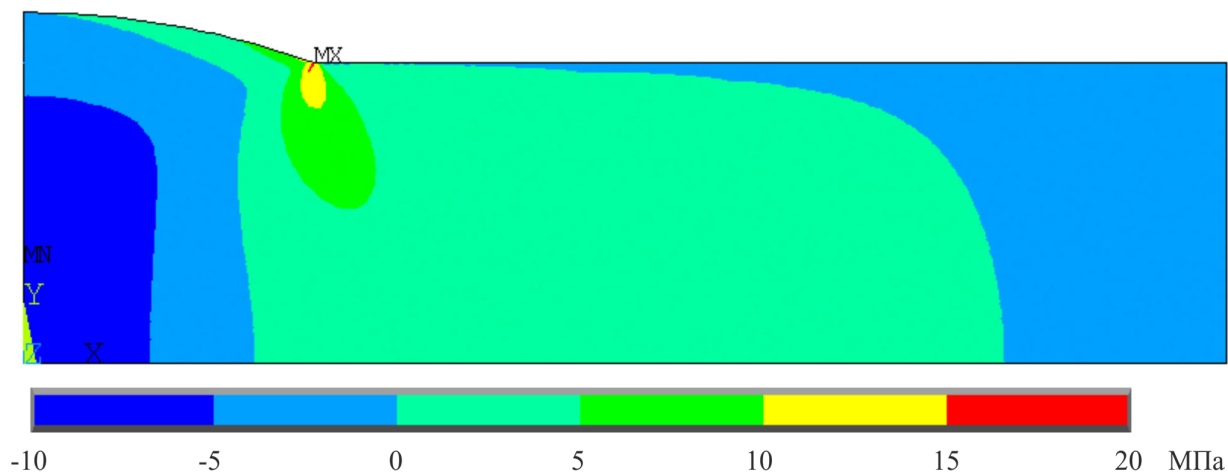


Рисунок 3.78 - Поля напружень σ_y

Напруження σ_y у точці концентрації 20 МПа; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва, наближаючись до нуля в місці прикладення навантаження.

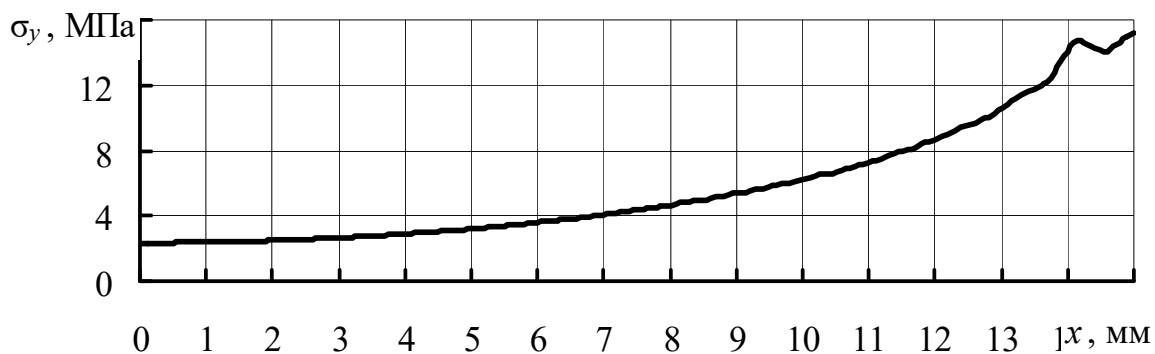


Рисунок 3.79 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

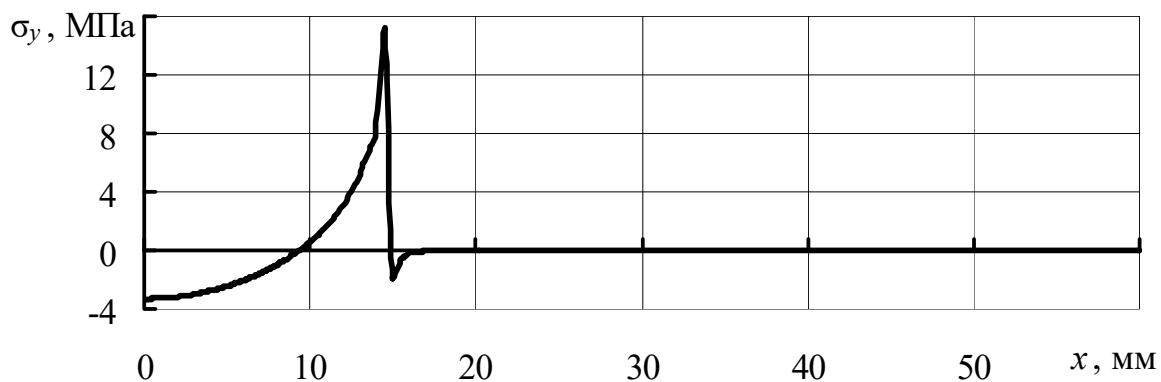


Рисунок 3.80 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

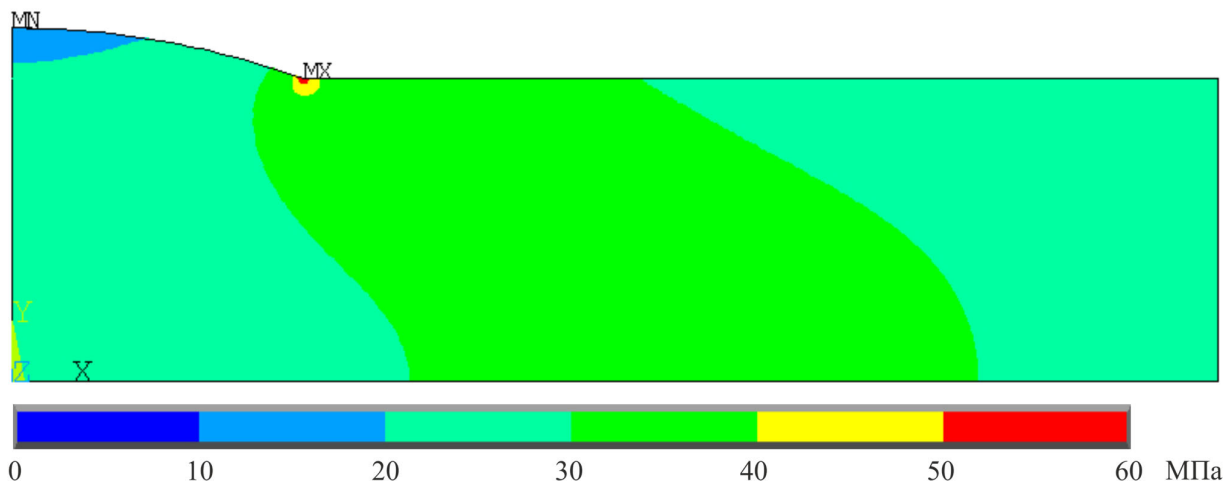


Рисунок 3.81 - Поля напружень σ_z

Найбільшого значення 60 МПа напруження σ_z досягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження у основному металі складають 20...40 МПа, як і у попередніх варіантах.

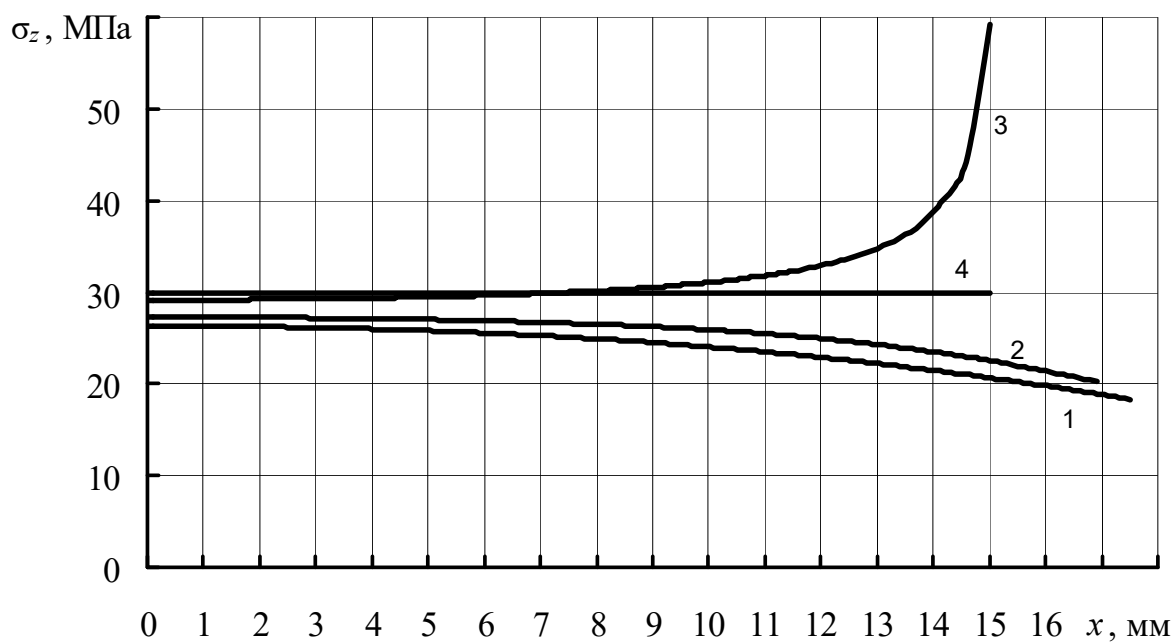


Рисунок 3.82 - Епюри напружень σ_z у перерізах

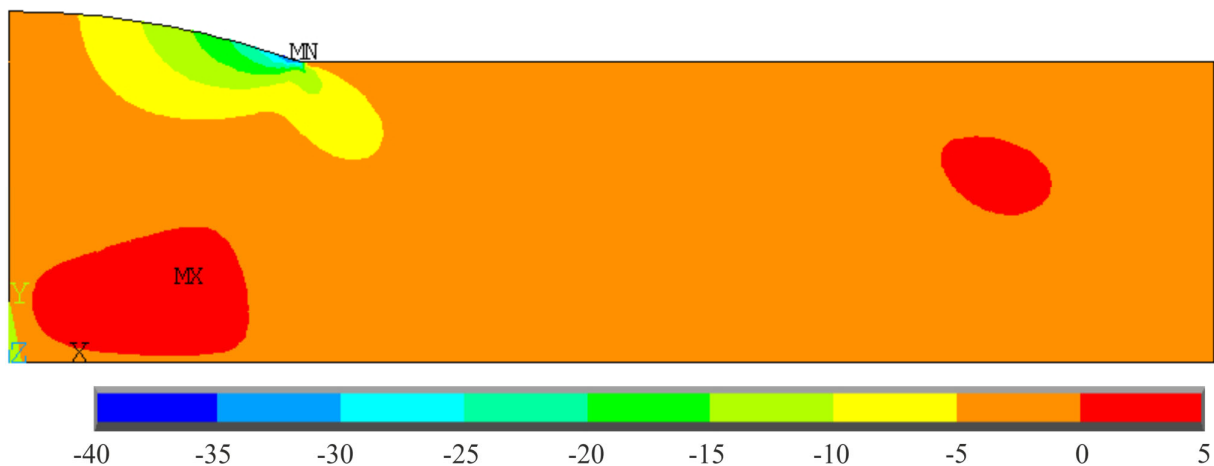


Рисунок 3.83-3 - Поля напружень σ_{xy}

Найбільші напруження складають 40 МПа в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

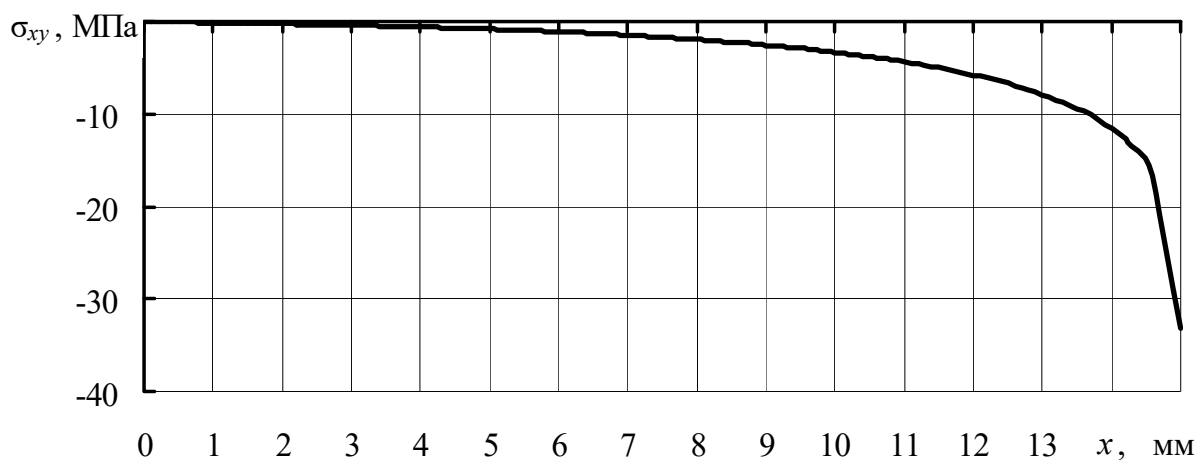


Рисунок 3.84 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

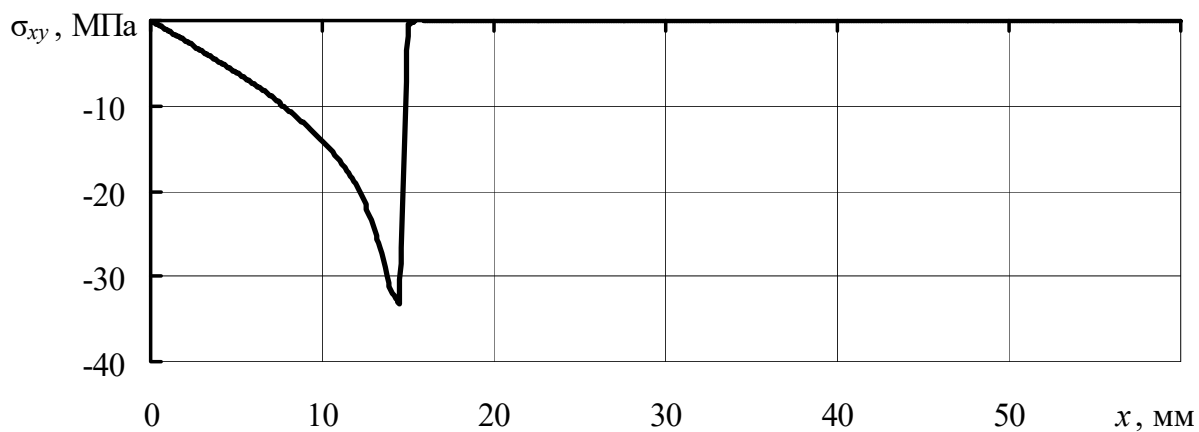


Рисунок 3.85 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.2.8 Варіант №8

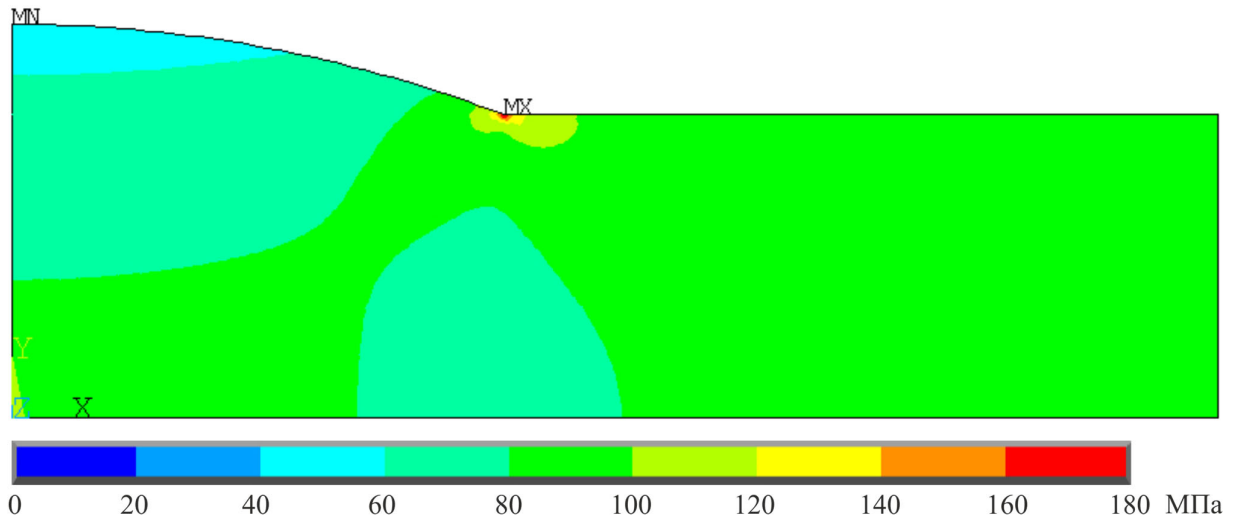


Рисунок 3.86 - Поля еквівалентних напружень

Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного з коефіцієнтом 1,8. Напруження у випуклості не більше 80 МПа, у решті перерізу близькі до 100 МПа.

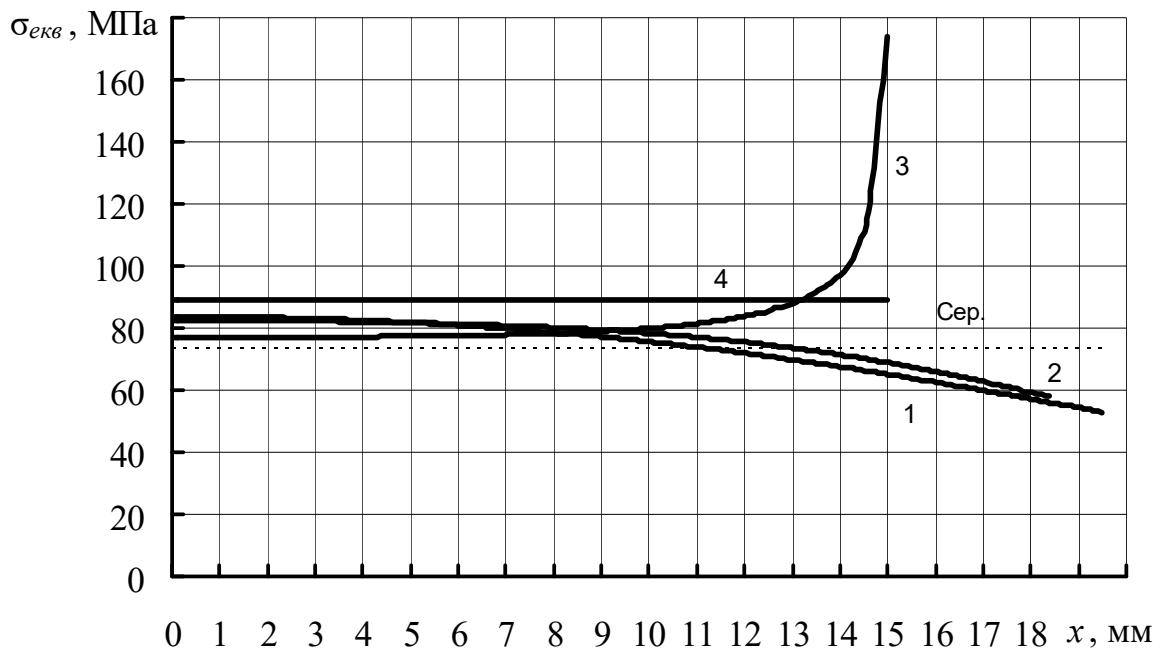


Рисунок 3.87 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

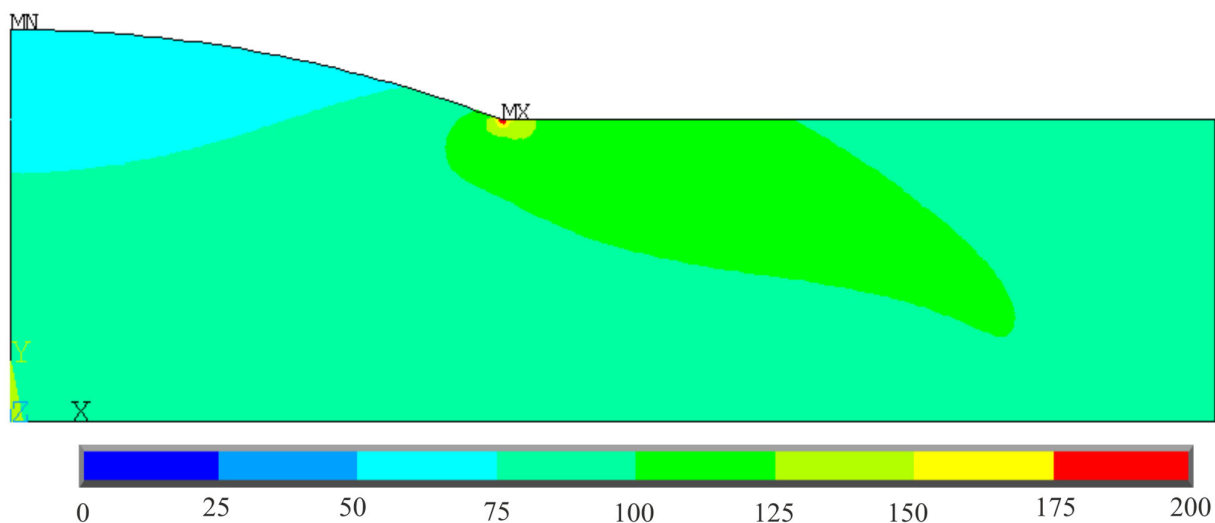


Рисунок 3.88 - Поля напружень σ_x

Коефіцієнт концентрації рівень 2,0. Напруження по товщині випуклості не більше 75 МПа, на осі шва досягають 100 МПа.

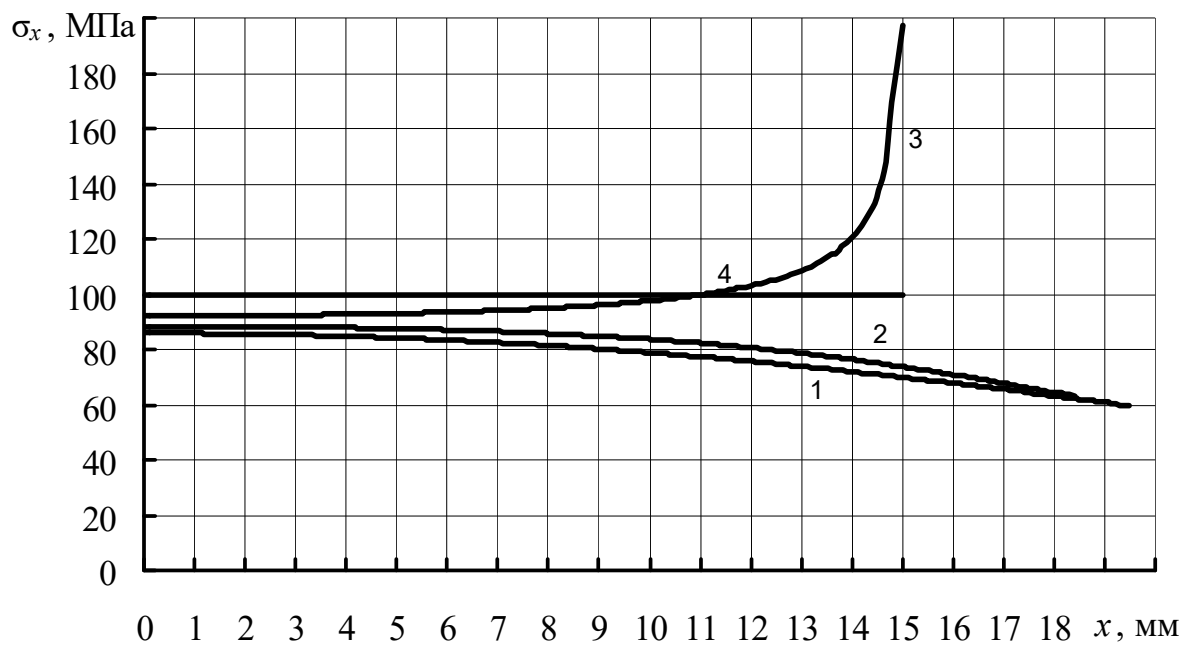


Рисунок 3.89 - Епюри напружень σ_x у перерізах

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

132.6121зм.01.03.03

Арк.
80

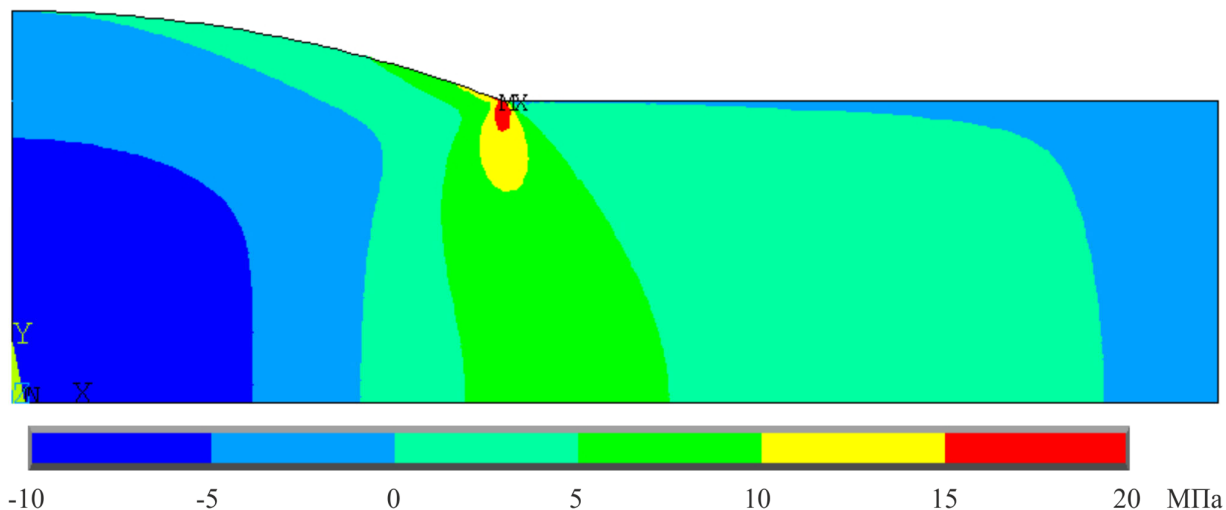


Рисунок 3.90 - Поля напружень σ_y

Напруження σ_y у точці концентрації 20 МПа; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва, наближаючись до нуля в місці прикладення навантаження.

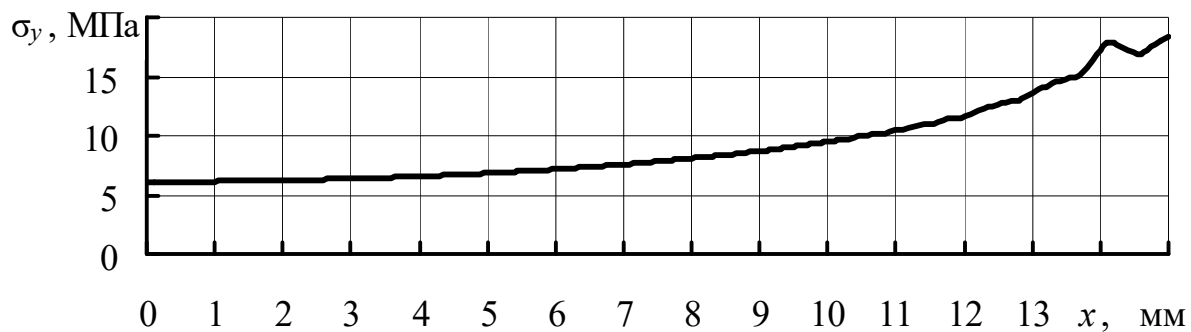


Рисунок 3.91 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

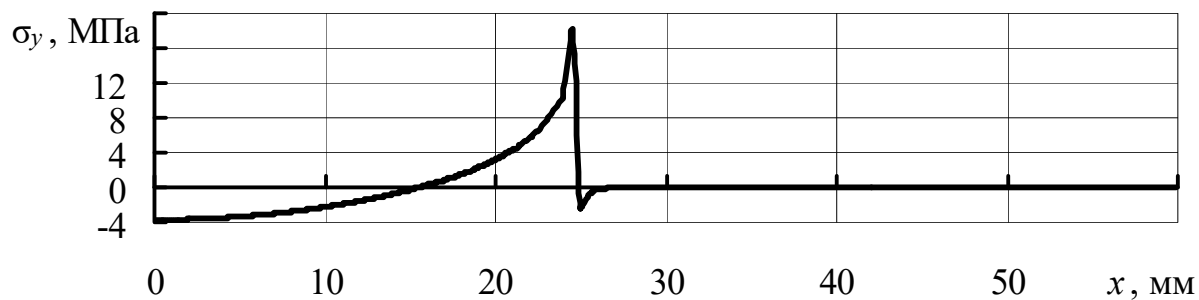


Рисунок 3.92 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

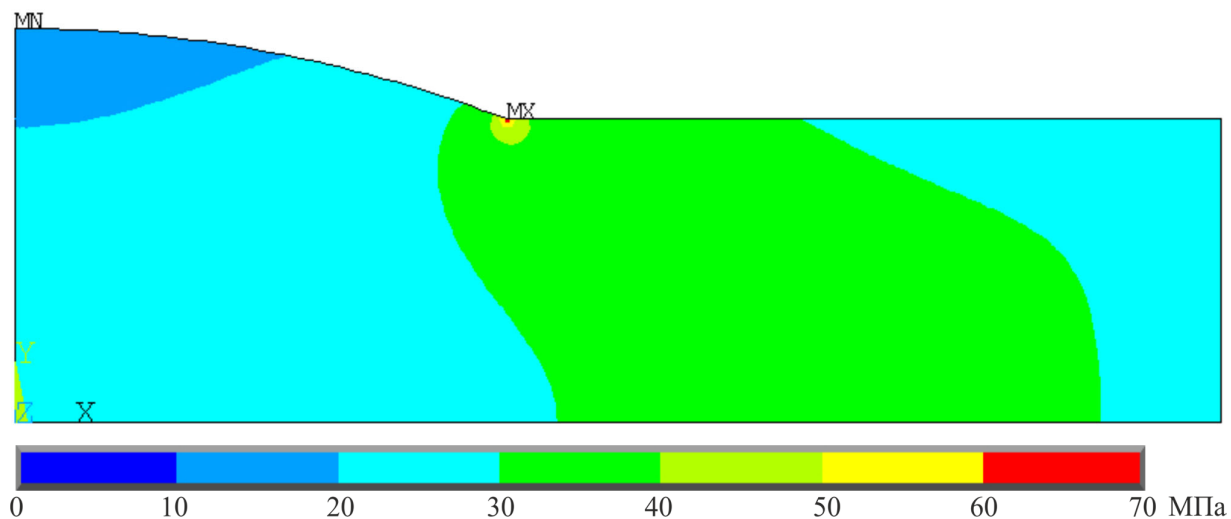


Рисунок 3.93 - Поля напружень σ_z

Найбільшого значення 70 МПа напруження σ_z досягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження у основному металі складають 20...40 МПа, як і у попередніх варіантах.

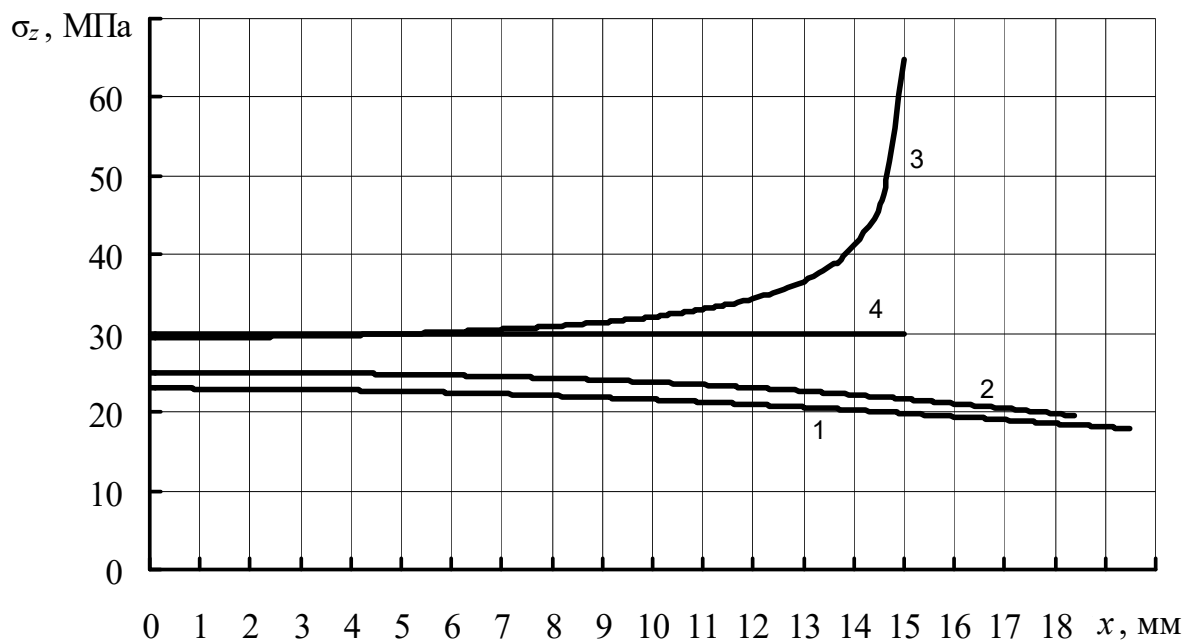


Рисунок 3.94 - Епюри напружень σ_z у перерізах

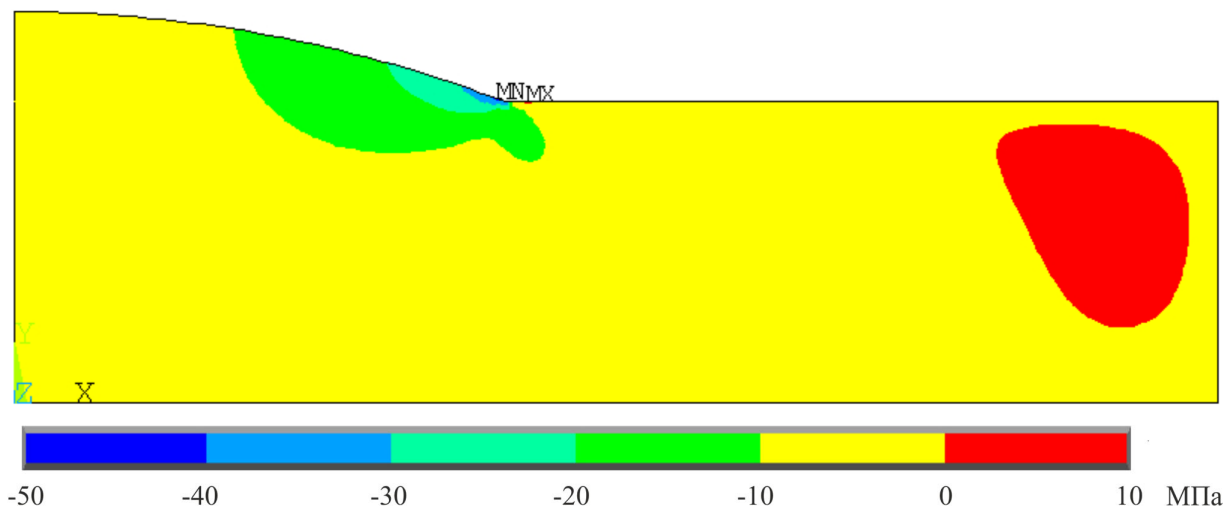


Рисунок 3.95 - Поля напружень σ_{xy}

Найбільші напруження складають 50 МПа в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

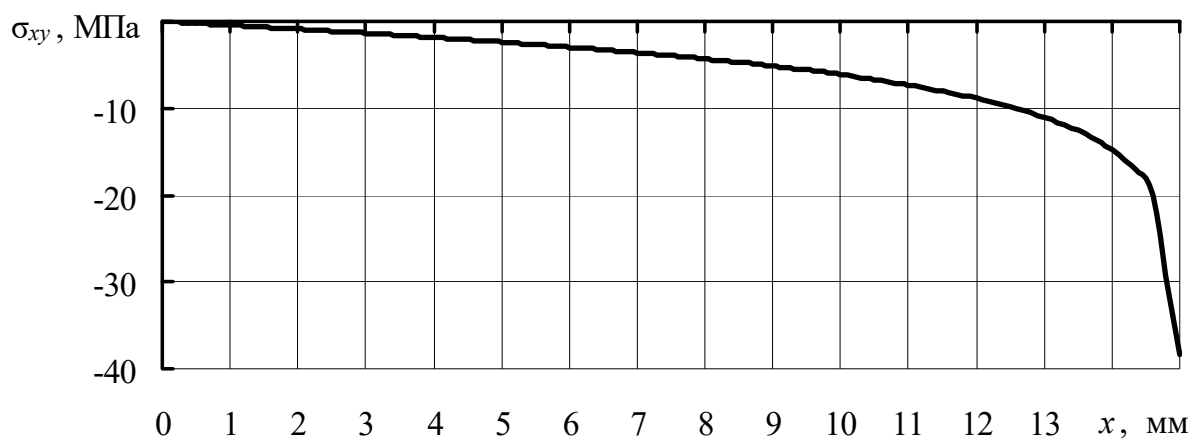


Рисунок 3.84 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

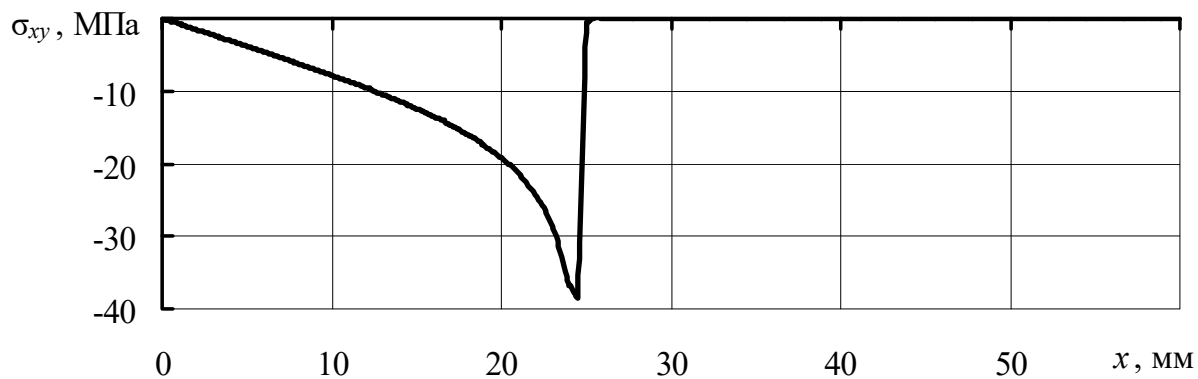


Рисунок 3.85-5 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.2.9 Варіант №9

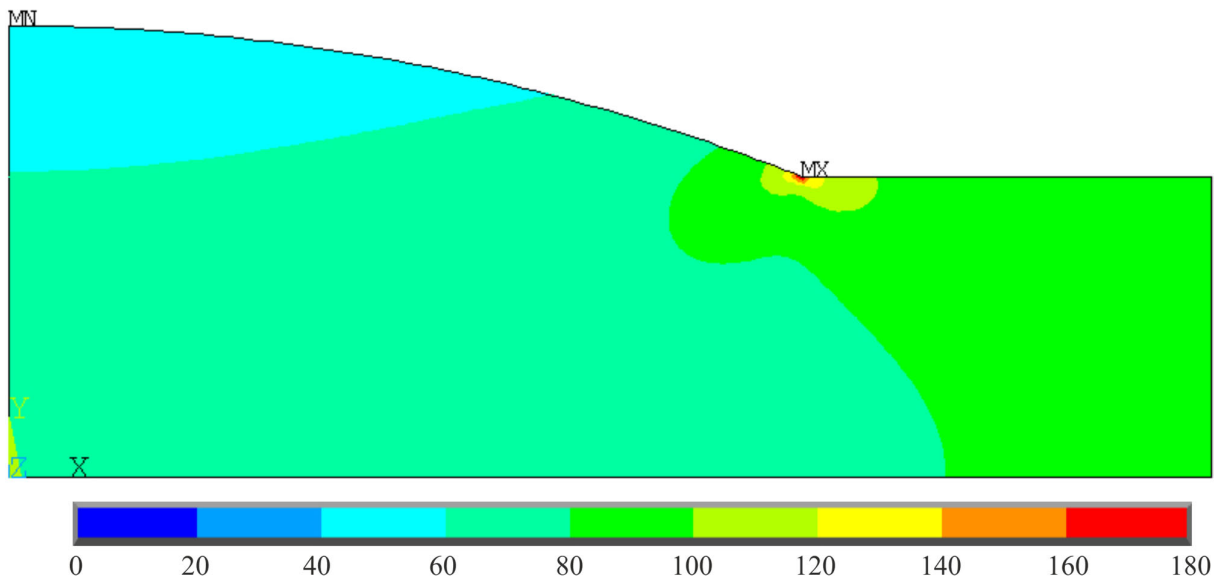


Рисунок 3.98 - Поля еквівалентних напружень

Максимальні напруження концентруються в точці переходу від наплавленого металу до основного з коефіцієнтом 1,8. Напруження у випуклості не більше 60 МПа, у решті перерізу 80...100 МПа.

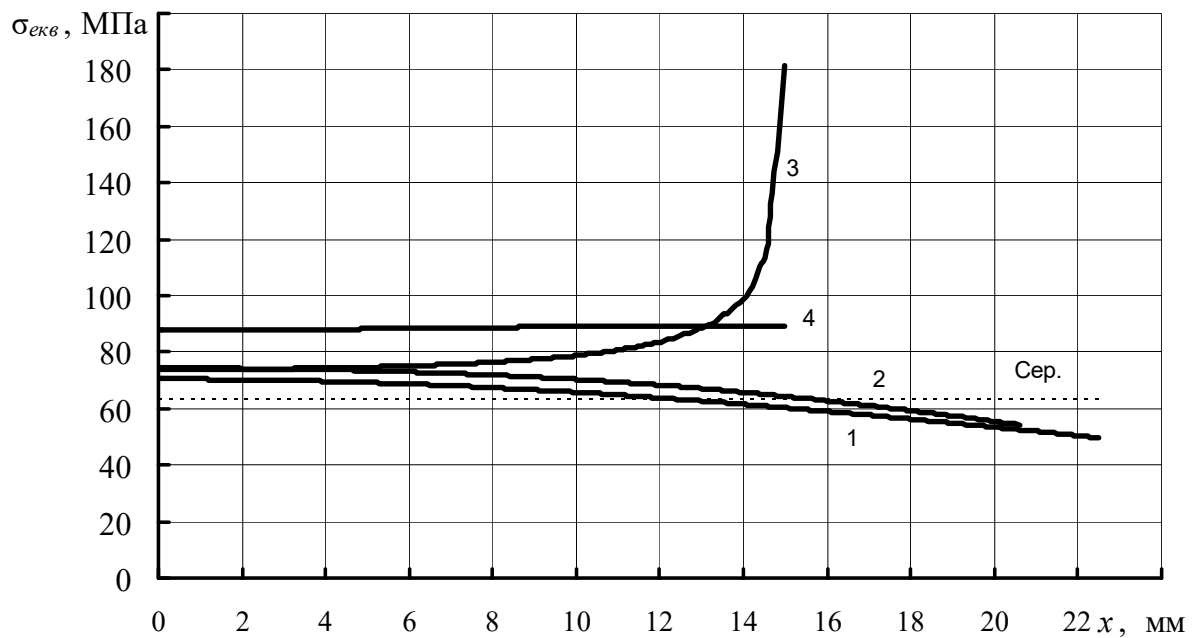


Рисунок 3.99 - Епюри еквівалентних напружень у перерізах та середні по осі шва

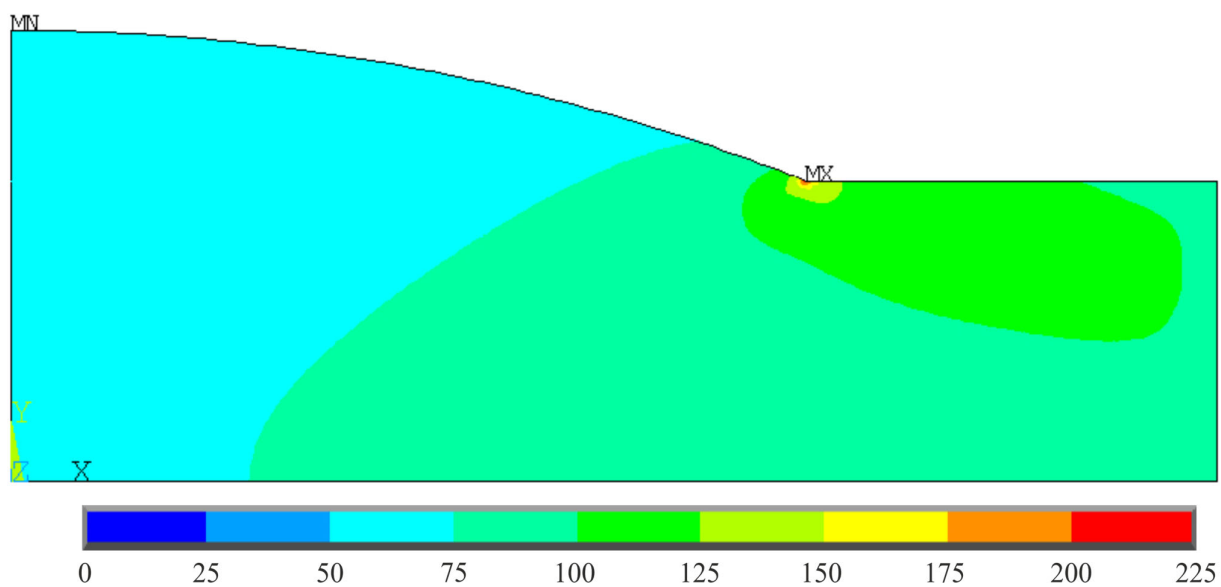


Рисунок 3.100 - Поля напружень σ_x

Коефіцієнт концентрації досяг 2,25. Напруження по товщині випуклості не більше 75 МПа, на решті перерізу досягають 100 МПа.

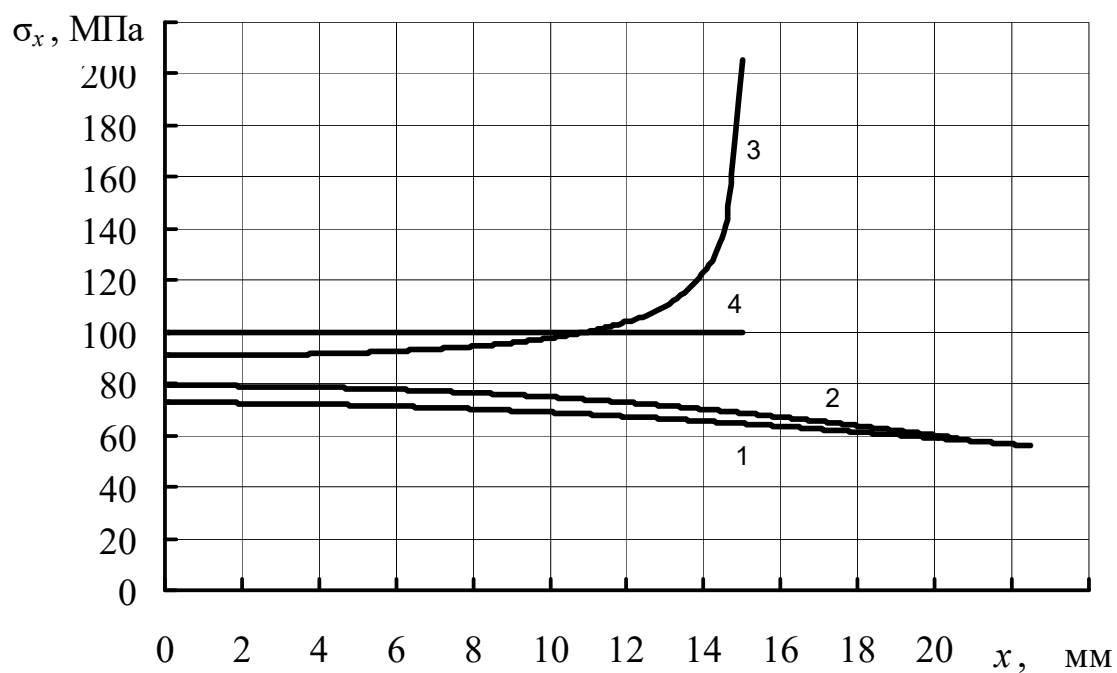


Рисунок 3.101 - Епюри напружень σ_x у перерізах

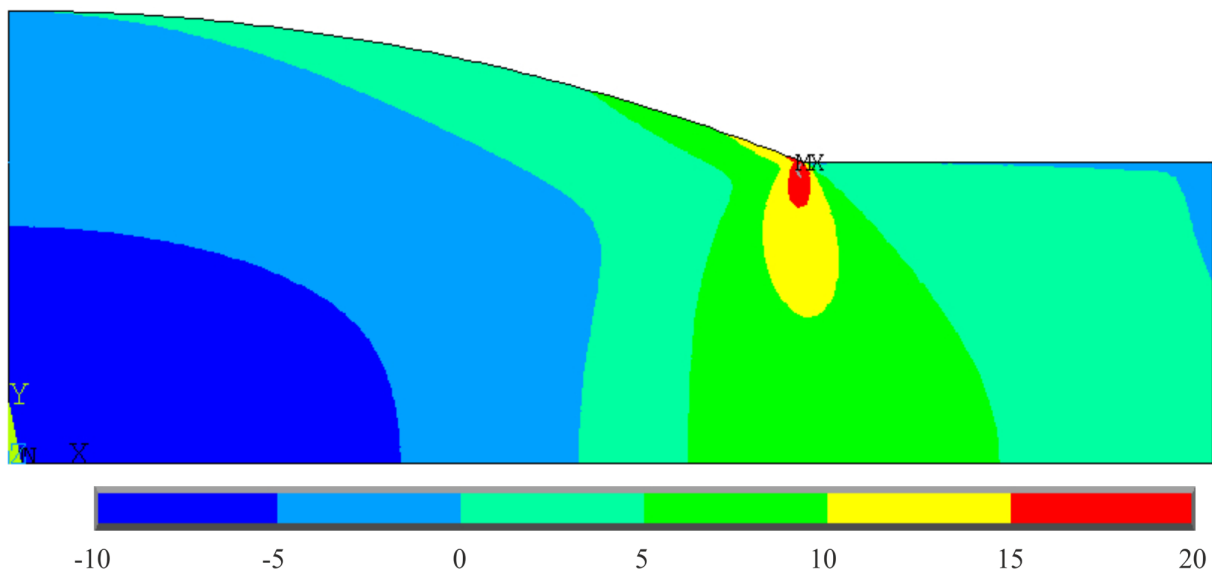


Рисунок 3.102 - Поля напружень σ_y

Напруження σ_y у точці концентрації 20 МПа; чим далі від точки концентрації, тим нижче напруження по всьому перерізу, змінюючи свій знак на осі шва, наближаючись до нуля в місці прикладення навантаження.

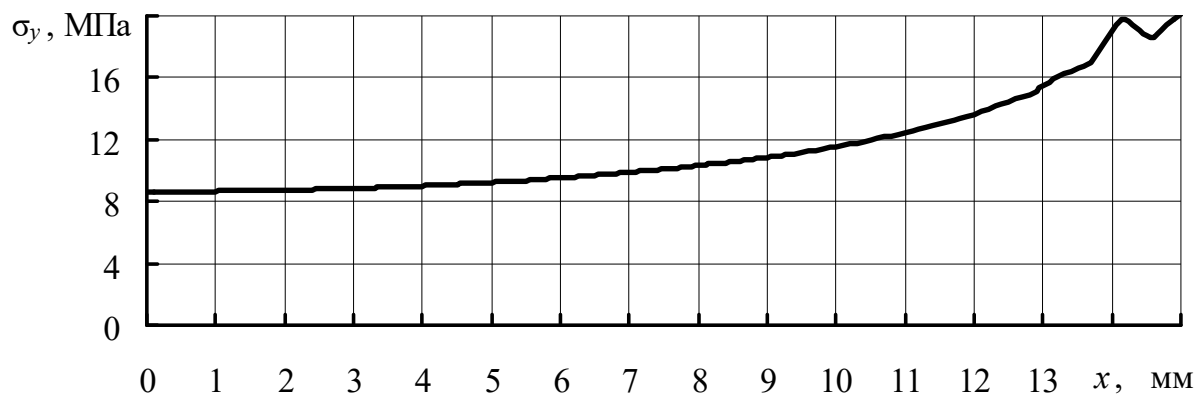


Рисунок 3.103-3 - Епюра напружень σ_y у перерізі 3-3

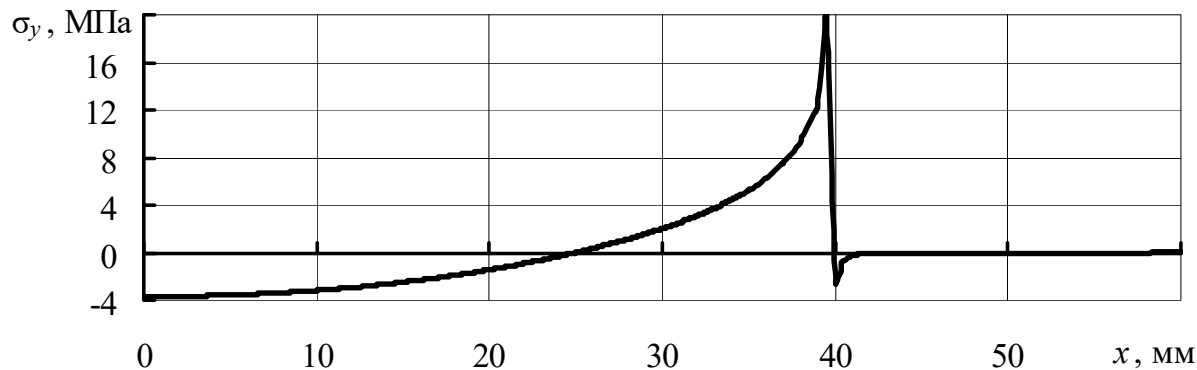


Рисунок 3.104 - Епюра напружень σ_y у перерізі 5-5

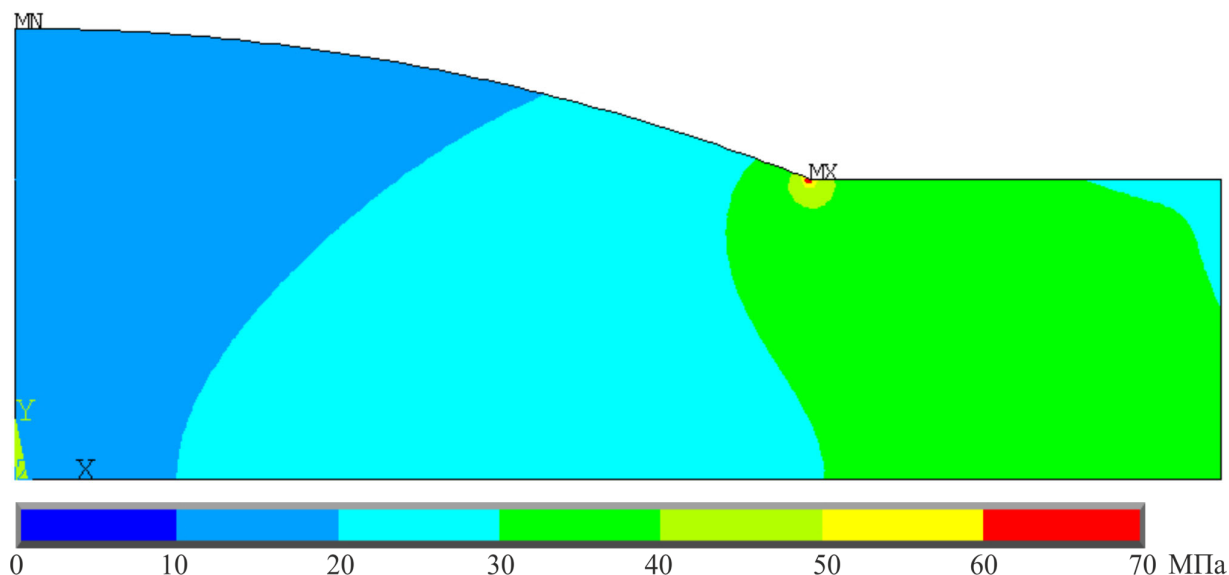


Рисунок 3.105-5 - Поля напружень σ_z

Найбільшого значення 70 МПа напруження σ_z сягають у концентраторі. У випуклості напруження зменшуються до 10 МПа. Напруження у основному металі складають 20...40 МПа, як і у попередніх варіантах.

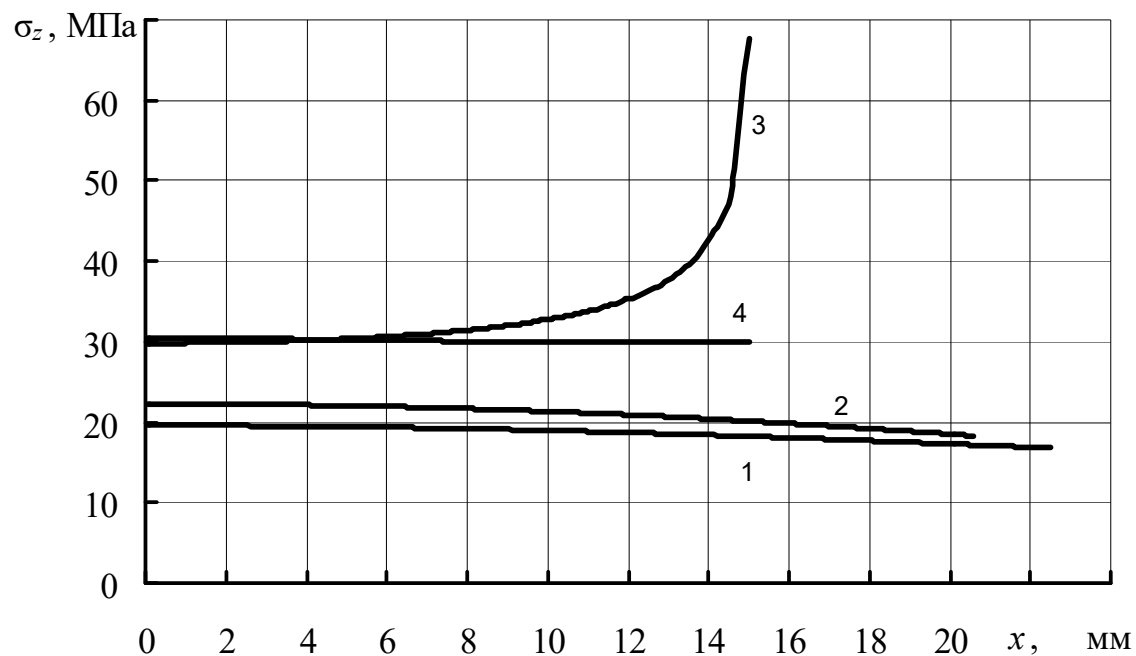


Рисунок 3.106 - Епюри напружень σ_z у перерізах

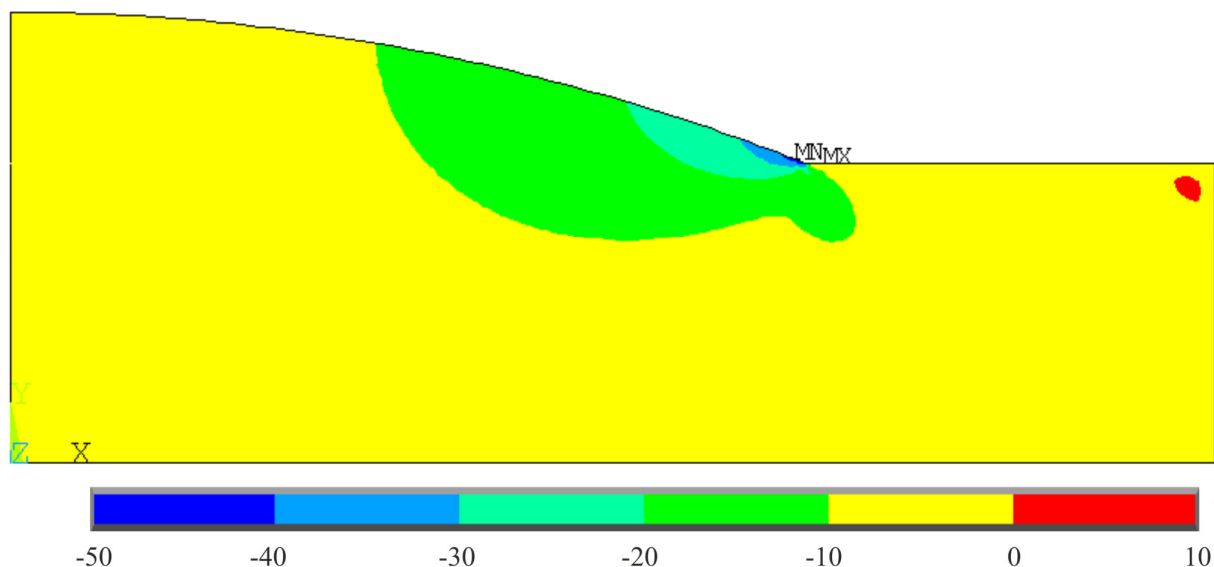


Рисунок 3.107 - Поля напружень σ_{xy}

Найбільші напруження складають 50 МПа в точці концентрації; по більшій площі перерізу напруження близькі до нуля.

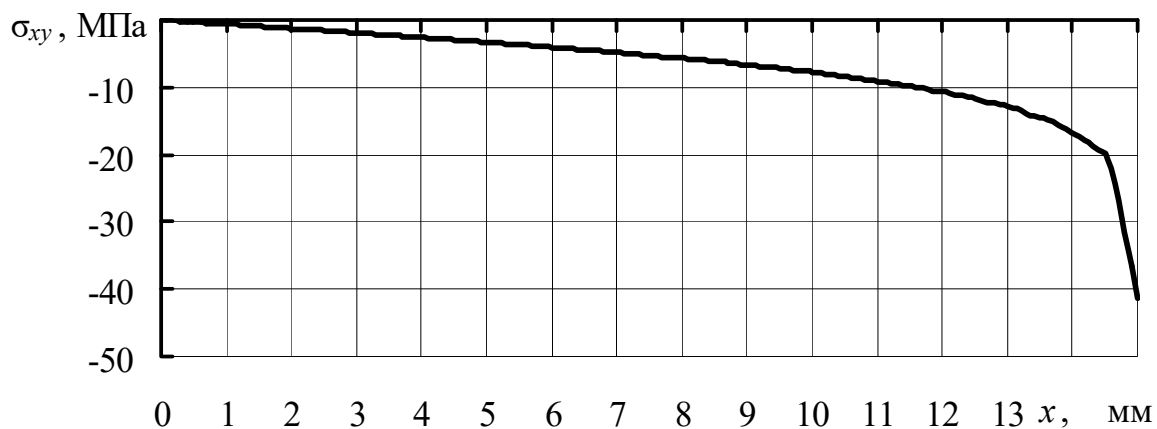


Рисунок 3.108 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 3-3

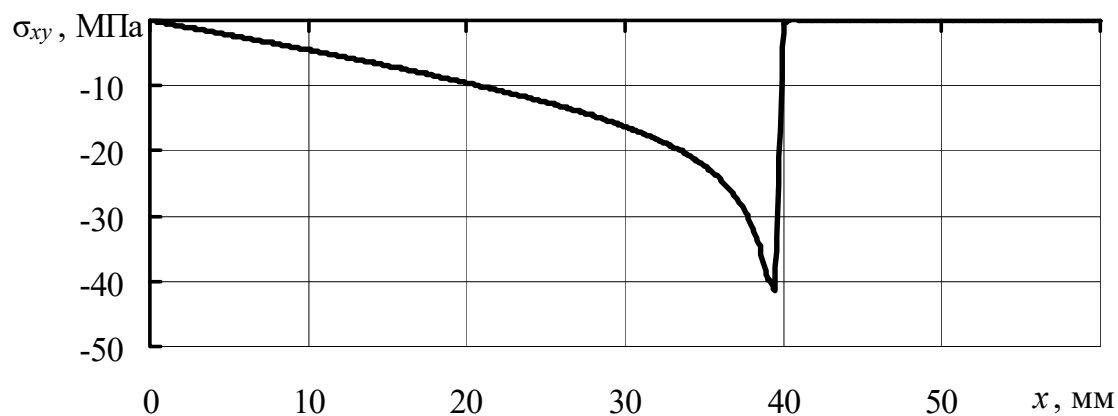


Рисунок 3.109 - Епюра напружень σ_{xy} у перерізі 5-5

3.3 Аналіз результатів моделювання

Для зручності кількісної оцінки рівня напружень у табл.3.1 і 3.2 наведені значення максимальних ($\sigma_{\max 1}$, $\sigma_{\max 2}$, $\sigma_{\max 3}$), мінімальних ($\sigma_{\min 3}$) і середніх ($\sigma_{\text{ср}1}$, $\sigma_{\text{ср}2}$, $\sigma_{\text{ср}3}$) поздовжніх і еквівалентних напружень у перерізах 1, 2. Також наведено значення коефіцієнтів (рівень перевищення максимальних напружень над середніми), у першому і другому перерізах ($\sigma_{\max 1}/\sigma_{\text{ср}1}$ та ($\sigma_{\max 2}/\sigma_{\text{ср}2}$) та коефіцієнти концентрації напружень у третьому перерізі ($\sigma_{\max 3}/\sigma_{\text{ср}3}$).

Таблиця 3.1. Характеристики напруженого стану по поздовжнім напруженням у перерізах 1–1, 2–2, 3–3

Вариант	$\sigma_{\max 1}$	$\sigma_{\text{ср}1}$	$\sigma_{\max 2}$	$\sigma_{\text{ср}2}$	$\sigma_{\min 3}$	$\sigma_{\max 3}$	$\sigma_{\text{ср}3}$	$\sigma_{\max 1}/\sigma_{\text{ср}1}$	$\sigma_{\max 2}/\sigma_{\text{ср}2}$	$\sigma_{\max 3}/\sigma_{\text{ср}3}$
1	97	86	97	89	96	193	100	1,13	1,09	1,9
2	88	77	90	81	92	208	100	1,14	1,11	2,1
3	74	67	80	72	90	213	100	1,10	1,11	2,1
4	97	86	96	89	95	189	100	1,13	1,08	1,9
5	87	77	89	81	92	204	100	1,13	1,10	2,0
6	73	67	80	73	90	211	100	1,09	1,10	2,1
7	96	86	95	89	95	182	100	1,12	1,07	1,8
8	86	77	88	81	92	197	100	1,12	1,09	2,0
9	73	67	79	73	91	206	100	1,09	1,08	2,1
Середнє								1,12	1,09	2,0

Таблиця 3.2. Характеристики напруженого стану по еквівалентним напруженням у перерізах 1–1, 2–2, 3–3

Вариант	$\sigma_{\max 1}$	$\sigma_{\text{ср}1}$	$\sigma_{\max 2}$	$\sigma_{\text{ср}2}$	$\sigma_{\min 3}$	$\sigma_{\max 3}$	$\sigma_{\text{ср}3}$	$\sigma_{\max 1}/\sigma_{\text{ср}1}$	$\sigma_{\max 2}/\sigma_{\text{ср}2}$	$\sigma_{\max 3}/\sigma_{\text{ср}3}$
1	93	82	89	83	84	170	85	1,13	1,07	2
2	87	74	84	77	77	183	83	1,18	1,09	2,2
3	72	64	75	68	73	188	81	1,13	1,10	2,3
4	92	82	89	83	83	167	85	1,12	1,07	2,0
5	86	74	83	76	77	180	83	1,16	1,09	2,2
6	72	63	75	68	73	186	81	1,14	1,10	2,3
7	91	81	88	82	82	160	85	1,12	1,07	1,9
8	84	73	82	76	77	174	83	1,15	1,08	2,1
9	70	63	74	68	74	182	81	1,11	1,09	2,2
Середнє								1,14	1,08	2,13

Як видно з таблиць, рівень перевантаження мало змінюється за зміни розмірів опуклості. Коли коефіцієнт посилення змінюється від 1,17 до 1,5, коефіцієнт залишається по поздовжньому напруженню на рівні 1,11...1,14 у перерізі 1–1 та 1,08...1,10 у перерізі 2–2. По еквівалентним напруження ці інтервали становлять

1,13...1,16 та 1,08 та 1,10 відповідно. Як бачимо, зміна не перевищує 2...3 %. Крім того, порівняння перерізів 1-1 і 2-2 показує, що величина і характер розподілу напружень відрізняються дуже мало, при цьому коефіцієнт перевантаження дещо більше в перерізі 1-1, тому в подальших розрахунках будемо розглядати тільки переріз 1-1, а коефіцієнт перевантаження приймемо рівним 1,145 за еквівалентними напруженнями.

У перерізі 3-3 коефіцієнт концентрації напружень ($\sigma_{\max 3}/\sigma_{\text{ср}3}$) за зміни коефіцієнта перевантаження $((s + 2a)/s)$ від 1,17 до 1,50 збільшується незначно і залишається на рівні близько 2 (1,92...2,13) для поздовжніх напружень та 1,92...2,18 для еквівалентних).

Величина середніх і максимальних поздовжніх та еквівалентних напружень у перерізі 1-1 зі збільшенням висоти опуклості зменшується (рис. 3.110), що говорить про принципову можливість використання опуклості для компенсації зниження міцності металу шва та підвищення міцності з'єднання при статичних навантаженнях.

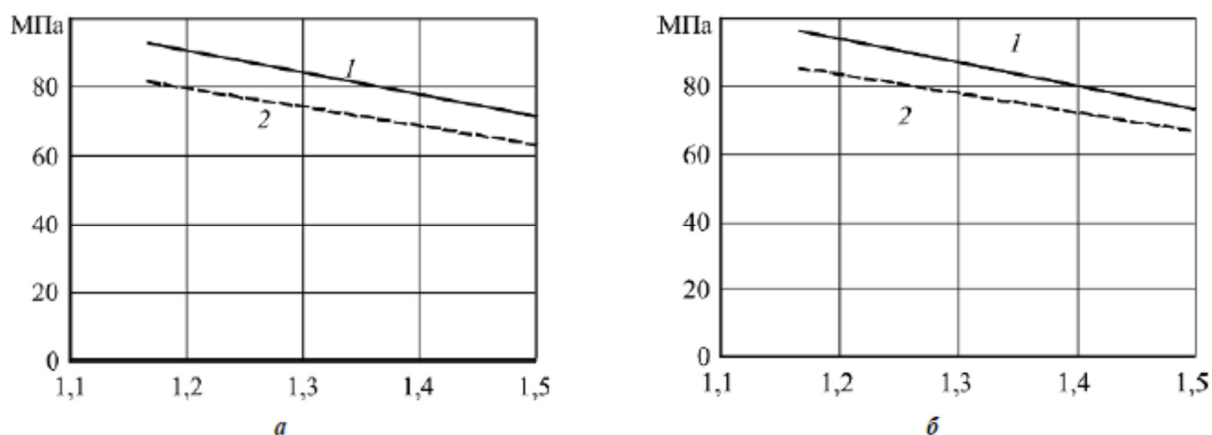


Рис.3.110 Залежність максимальних (1) та середніх (2) поздовжніх (а) та еквівалентних (б) напружень у перерізі 1-1 від коефіцієнта посилення шва $(s + 2a)/s$

Для отримання залежності необхідної висоти опуклості від співвідношення міцності металу шва та основного металу введемо поняття «відносна міцність металу шва» (ступінь чи коефіцієнт зміцнення металу шва, коефіцієнт зниження міцності металу шва)

$$K_{\text{М.Ш}} = \frac{[\sigma_{\text{М.Ш}}]}{[\sigma_{\text{О.М}}]} = \frac{\sigma_{\text{ТМ.Ш}}}{\sigma_{\text{ТО.М}}}$$

та скористаємося умовою рівноваги вузла

$$\sigma_{\text{ср1}}(s + 2h) = \sigma_{\text{О.М}} \cdot s \quad (3.1)$$

та умовою міцності для перерізу 1–1

$$\sigma_{\text{макс}} \leq [\sigma_{\text{М.Ш}}] \quad \text{ІЛШ} \quad K_{\text{пер1}} \sigma_{\text{ср1}} \leq [\sigma_{\text{М.Ш}}], \quad (3.2)$$

Де $K_{\text{пер1}} = \sigma_{\text{макс}} / \sigma_{\text{ср}}$ – коефіцієнт перевантаження у перерізі 1–1.

З рівняння 3.1

$$\sigma_{\text{ср1}} = \sigma_{\text{О.М}} \frac{s}{s + 2h} \quad \text{ІЛШ} \quad \sigma_{\text{ср1}} = \frac{\sigma_{\text{О.М}}}{K_{\text{yc}}}, \quad (3.3)$$

Де $K_{\text{yc}} = (s + 2h) / s \geq$ коефіцієнт посилення шва.

У гранично навантаженому стані рівняння (3.3) запишеться у вигляді

$$\sigma_{\text{ср1}} = \frac{[\sigma_{\text{О.М}}]}{K_{\text{yc}}}$$

У такому разі умову міцності у перерізі 1–1 (3.2) можна записати у вигляді

$$K_{\text{пер1}} \frac{[\sigma_{\text{О.М}}]}{\frac{s}{s + 2h}} \leq [\sigma_{\text{М.Ш}}]$$

звідки після перетворень отримаємо

$$h \geq 0,5s \left(\frac{K_{\text{пер}}}{K_{\text{М.Ш}}} - 1 \right)$$

Таким чином, необхідна величина висоти опуклості визначається ступенем нерівномірності розподілу напружень у металі шва ($K_{\text{пер}} \geq 1$) та зниженням міцності металу шва порівняно з основним металом ($K_{\text{М.Ш}} \leq 1$). Так, при $K_{\text{пер}} = 1,145$ і зниження міцності металу шва на 20%, тобто. т. е. $K_{\text{М.Ш}} = 0,8$, для товщини 30 мм необхідна мінімальна висота опуклості становитиме 6,5 мм, а при зниженні міцності металу шва на 10% – 4 мм.

Висновки

1. Виконаний методом комп'ютерного моделювання аналіз напруженого стану при розтягуванні стикового з'єднання підтвердив раніше отримані аналітичними методами результати наявності концентрації напружень в точці концентрації.

2. Встановлено, що рівень концентрації змінюється не більше 1,8...2,1 по нормальним напруженням і 1,9...2,3 – по еквівалентним при зміні розмірів опуклості у досить широких межах.

3. Наявність опуклості дещо знижує рівень розтягуючих та еквівалентних напружень усередині металу шва, що дає можливість компенсувати зниження його міцності порівняно з основним металом, але це зниження не пропорційне збільшенню площі перерізу.

4. Отримано рівняння, що дозволяє розрахувати необхідну величину опуклості при зниження міцності наплавленого металу порівняно з основним.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Класична форма зварного з'єднання, виконаного дуговими методами зварювання, передбачає наявність «опуклості», розміри якої регламентуються стандартами на зварні з'єднання.

Встановлено, що в діючих стандартах на зварні з'єднання висота опуклості майже для усіх товщин регламентована на рівні 1,4...4,0 мм при ширині опуклості від 5 до 60 мм.

В роботі розглянуто напружено деформований стан стикового з'єднання при дії навантажень що розтягують.

Методом комп'ютерного моделювання напруженого стану стикового з'єднання при навантаженні його розтягуванням та встановлені залежності рівня та характеру розподілу напружень від розмірів опуклості.

Встановлено, що рівень концентрації змінюється не більше 1,8...2,1 по нормальним напруженням і 1,9...2,3 – по еквівалентним при зміні розмірів опуклості у досить широких межах.

Наявність опуклості дещо знижує рівень розтягуючих та еквівалентних напружень усередині металу шва, що дає можливість компенсувати зниження його міцності порівняно з основним металом, але це зниження не пропорційно збільшенню площі перерізу.

Отримано рівняння, що дозволяє розрахувати необхідну величину опуклості при зниження міцності наплавленого металу порівняно з основним.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ГОСТ 5264–80. Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры [Текст]. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1993. – 65 с.
2. ГОСТ 8713–79. Сварка под флюсом. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры [Текст]. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 39 с.
3. ГОСТ 14771–76. Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры [Текст]. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 2000. – 39 с.
4. ГОСТ 2601–84. Сварка металлов. Термины и определения основных понятий [Текст]. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1995. – 57 с.
5. ДСТУ 3761.3–98. Зварювання та споріднені процеси. Частина 3. Зварювання металів: з'єднання та шви. Технологія, матеріали та устаткування. Терміни та визначення [Текст]. – К. : Державний комітет стандартизації, метрології та сертифікації України, 1999. – 54 с.
6. Кархин, В. А. Влияние формы сварного шва на распределение напряжений при растяжении стыковых соединений большой толщины [Текст] / В. А. Кархин // Автоматическая сварка. – 1985. – № 9 (390). – С. 25–28.
7. Кархин, В. А. Влияние геометрических параметров стыковых, тавровых и крестовых соединений на коэффициент концентрации напряжений [Текст] / В. А. Кархин, В. И. Костылев, В. И. Стаканов // Автоматическая сварка. – 1988. – № 3 (420). – С. 6–11.
8. Николаев, Г. А. Сварные конструкции. Прочность сварных соединений и деформации конструкций [Текст] / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Винокуров. – М. : Высшая школа, 1982. – 272 с.
9. Николаев, Г. А. Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций [Текст] / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Винокуров. – М. : Высшая школа, 1971. – 760 с.

					132.6121зм.01.03.03	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Пустовит, А. И. Влияние концентрации напряжений на прочность сварных соединений мартенситной стали [Текст] / А. И. Пустовит, С. А. Воронин, К. А. Ющенко // Автоматическая сварка. – 1987. – № 9 (414). – С. 1–3.
11. Стаканов, В. И. О расчете коэффициента концентрации напряжений в стыковых сварных соединениях [Текст] / В. И. Стаканов, В. И. Костылев, Ю. И. Рыбин // Автоматическая сварка. – 1987. – № 11 (416). – С. 19–23
12. Махненко В.І., Єрмолаєв Г.В., Квасницький В.В., Лабарткава А.В. Напруження та деформації при зварюванні» : навчальний посібник [Текст]/ В.І. Махненко, Г.В. Єрмолаєв, В.В. Квасницький, А.В. Лабарткава.-Миколаїв: Видавництво НУК, 2011.-240с.
13. Постнов, В.А. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций [Текст] / В.А. Постнов, И.Я. Хархурим.– Л.: Судостроение, 1974. – 344с.
14. Стренг, Г. Теория методов конечных элементов [Текст] / Г. Стренг, Дж. Фикс.– М.: Мир, 1977. – 332с.
15. Чигарёв, А.В. ANSYS для инженеров: Справ. пособие. [Текст] / А.В. Чигарёв, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с.
16. Басов, К.А. ANSYS: Справочник пользователя [Текст] / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
17. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. [Текст] / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.

Анотація

Магістерська робота присвячена дослідженню впливу опуклості зварного шва на напружено-деформований стан стикового з'єднання при дії розтягувальних навантажень. Проаналізовано вимоги чинних стандартів до геометричних параметрів опуклості зварного шва та розглянуто її роль у забезпеченні міцності зварних з'єднань.

За допомогою комп'ютерного моделювання досліджено розподіл напружень у стиковому з'єднанні залежно від розмірів опуклості. Встановлено, що зміна геометричних параметрів опуклості впливає на рівень концентрації напружень, який змінюється в межах 1,8–2,1 для нормальних напружень та 1,9–2,3 для еквівалентних. Показано, що наявність опуклості сприяє зниженню рівня напружень у металі шва та може частково компенсувати зниження його міцності порівняно з основним металом.

Отримано розрахункове рівняння, яке дозволяє визначити необхідну величину опуклості шва у випадку зниження міцності наплавленого металу відносно основного.

Ключові слова: зварне з'єднання, стиковий шов, опуклість шва, концентрація напружень, напружено-деформований стан, комп'ютерне моделювання, міцність зварного з'єднання.

Abstract

The master's thesis is devoted to the study of the influence of weld bead reinforcement (convexity) on the stress–strain state of a butt welded joint under tensile loading. The requirements of current standards for the geometric parameters of weld convexity are analyzed, and its role in ensuring the strength of welded joints is considered.

Using computer modeling, the stress distribution in the butt joint depending on the weld convexity dimensions was investigated. It was established that changes in the geometric parameters of the convexity affect the level of stress concentration, which varies within 1.8–2.1 for normal stresses and 1.9–2.3 for equivalent stresses. It is shown that the presence of convexity reduces the level of stresses in the weld metal and can partially compensate for the reduction in its strength compared to the base metal.

A calculation equation was obtained that makes it possible to determine the required value of weld convexity when the strength of the deposited metal is lower than that of the base metal.

Keywords: welded joint, butt weld, weld convexity, stress concentration, stress–strain state, computer modeling, welded joint strength.