



НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

**ЄВРОКОД 3: ПРОЕКТУВАННЯ СТАЛЕВИХ
КОНСТРУКЦІЙ**

**Частина 1–6: Міцність та стійкість оболонок
(EN 1993-1-6:2007, IDT)**

ДСТУ-Н Б EN 1993-1-6:20XX

НАЦІОНАЛЬНИЙ ВСТУП

Цей стандарт є тотожним перекладом EN 1993-1-6:2007 Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1–6: Strength and Stability of Shell Structures (Єврокод 3: Проектування сталевих конструкцій. Частина 1–6. Міцність та стійкість оболонок).

EN 1993-1-6:2007 підготовлено Технічним комітетом CEN/TC 250, секретаріатом якого керує BSI.

До національного стандарту долучено англomовний текст.

На території України як національний стандарт діє ліва колонка тексту ДСТУ-Н Б EN 1993-1-6:2011 Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1–6: Strength and Stability of Shell Structures (Єврокод 3: Проектування сталевих конструкцій. Частина 1–6: Міцність та стійкість оболонок), викладена українською мовою.

Відповідно до ДБН А.1.1-1-2009 «Система стандартизації та нормування в будівництві. Основні положення» цей стандарт відноситься до комплексу В.1.2 «Система надійності та безпеки в будівництві».

Стандарт містить вимоги, які відповідають чинному законодавству.

Науково-технічна організація, відповідальна за цей стандарт, – ТОВ «Український інститут сталевих конструкцій ім. В.М. Шимановського».

До стандарту внесено такі редакційні зміни:

- слова «цей міжнародний стандарт» замінено на «цей стандарт»;
- структурні елементи стандарту: «Обкладинку», «Передмову», «Національний вступ», «Визначення понять» та «Бібліографічні дані» оформлено згідно з вимогами національної стандартизації України;
- з «Передмови до EN 1993-1-6» у цей «національний вступ» взяте те, що безпосередньо стосується цього стандарту;
- національний довідковий додаток наведено як настанову для користувачів.

Перелік національних стандартів України (ДСТУ), ідентичних МС, посилання на які є в EN 1993-1-6:2005.

Копії МС, неприйнятих як національні стандарти, на які є посилання в EN 1993-1-6:2007, можна отримати в Головному фонді нормативних документів ДП «УкрНДНЦ».

ЗМІСТ

	C
ВСТУП	XI
Основи програми Єврокоду	1
Статус та галузь застосування Єврокодів	3
Національні стандарти, що впроваджують Єврокоди	4
Зв'язки між Єврокодами та гармонізованими технічними специфікаціями (ENs та ETAs) для виробів	5
Додаткова інформація щодо EN 1993-1-6	5
Національний додаток до EN 1993-1-6	5
1 Загальні положення	7
1.1 Галузь застосування	7
1.2 Нормативні посилання	9
1.3 Терміни та визначення	9
1.3.1 форми та геометрія конструкцій	10
1.3.1.1 оболонка	10
1.3.1.2 оболонка повороту	10
1.3.1.3 замкнута вісесиметрична оболонка	10
1.3.1.4 сегмент оболонки	10
1.3.1.5 панель оболонки	10
1.3.1.6 серединна поверхня	10
1.3.1.7 з'єднання	10
1.3.1.8 стрингер	11
1.3.1.9 ребро	11
1.3.1.10 кільце жорсткості	11
1.3.1.11 опорне кільце	11
1.3.1.12 кільцева балка або кільцева ферма	11
1.3.2 граничні стани	12
1.3.2.1 межа пластичності	12
1.3.2.2 розрив при розтягу	12
1.3.2.3 циклічна пластичність	12
1.3.2.4 втрата загальної стійкості	12
1.3.2.5 втома	12
1.3.3 Впливи (дії)	12
1.3.3.1 осьове навантаження	12
1.3.3.2 радіальне навантаження	13
1.3.3.3 внутрішній тиск	13
1.3.3.4 зовнішній тиск	13
1.3.3.5 гідростатичний тиск	13
1.3.3.6 навантаження від тертя об стінку	13
1.3.3.7 місцеве навантаження	13
1.3.3.8 навантаження на ділянку	13
1.3.3.9 розрідження	13
1.3.3.10 частковий вакуум	14
1.3.3.11 тепловий вплив	14
1.3.4 рівнодіючі напруження і напруження в оболонці	14
1.3.4.1 рівнодіючі мембранного напруження	14
FOREWORD	XI
Background of the Eurocode programme	1
Status and field of application of eurocodes	3
National Standards implementing Eurocodes	4
Links between Eurocodes and harmonised technical specifications (ENs and ETAs) for products	5
Additional information specific for EN 1993-1-6	5
National annex for EN 1993-1-6	5
1 General	7
1.1 Scope	7
1.2 Normative references	9
1.3 Terms and definitions	9
1.3.1 structural forms and geometry	10
1.3.1.1 shell	10
1.3.1.2 shell of revolution	10
1.3.1.3 complete axisymmetric shell	10
1.3.1.4 shell segment	10
1.3.1.5 shell panel	10
1.3.1.6 middle surface	10
1.3.1.7 junction	10
1.3.1.8 stringer stiffener	11
1.3.1.9 rib	11
1.3.1.10 ring stiffener	11
1.3.1.11 base ring	11
1.3.1.12 ring beam or ring girder	11
1.3.2 limit states	12
1.3.2.1 plastic limit	12
1.3.2.2 tensile rupture	12
1.3.2.3 cyclic plasticity	12
1.3.2.4 buckling	12
1.3.2.5 fatigue	12
1.3.3 Actions	12
1.3.3.1 axial load	12
1.3.3.2 radial load	13
1.3.3.3 internal pressure	13
1.3.3.4 external pressure	13
1.3.3.5 hydrostatic pressure	13
1.3.3.6 wall friction load	13
1.3.3.7 local load	13
1.3.3.8 patch load	13
1.3.3.9 suction	13
1.3.3.10 partial vacuum	14
1.3.3.11 thermal action	14
1.3.4 Stress resultants and stresses in a shell	14
1.3.4.1 membrane stress resultants	14

1.3.4.2	рівнодіючі згинальних напружень	1.3.4.2	bending stress resultants	14
1.3.4.3	рівнодіючі поперечного дотичного напруження	1.3.4.3	transverse shear stress resultants	14
1.3.4.4	мембранне напруження	1.3.4.4	membrane stress	15
1.3.4.5	згинальне напруження	1.3.4.5	bending stress	15
1.3.5	Види розрахунків	1.3.5	Types of analysis	15
1.3.5.1	загальний розрахунок	1.3.5.1	global analysis	15
1.3.5.2	розрахунок за мембранною теорією	1.3.5.2	membrane theory analysis	15
1.3.5.3	лінійно-пружний розрахунок оболонки (LA)	1.3.5.3	linear elastic shell analysis (LA)	15
1.3.5.4	лінійно-пружний біфуркаційний розрахунок (власного значення) (LBA)	1.3.5.4	linear elastic bifurcation (eigenvalue) analysis (LBA)	15
1.3.5.5	геометрично нелінійний пружний розрахунок (GNA)	1.3.5.5	geometrically nonlinear elastic analysis (GNA)	16
1.3.5.6	фізично нелінійний розрахунок (MNA)	1.3.5.6	materially nonlinear analysis (MNA)	16
1.3.5.7	геометрично та фізично нелінійний розрахунок (GMNA)	1.3.5.7	geometrically and materially nonlinear analysis (GMNA)	16
1.3.5.8	геометрично нелінійний пружний розрахунок із урахуванням дефектів (GNIA)	1.3.5.8	geometrically nonlinear elastic analysis with imperfections included (GNIA)	16
1.3.5.9	геометричний та фізично нелінійний розрахунок із урахуванням дефектів (GMNIA)	1.3.5.9	geometrically and materially nonlinear analysis with imperfections included (GMNIA)	17
1.3.6	Категорії напружень, що використовуються при розрахунку за напруженнями	1.3.6	Stress categories used in stress design	17
1.3.6.1	первинні напруження	1.3.6.1	primary stresses	17
1.3.6.2	вторинні напруження	1.3.6.2	secondary stresses	17
1.3.7	Спеціальні визначення для розрахунку втрати загальної стійкості	1.3.7	Special definitions for buckling calculations	17
1.3.7.1	критичний опір втраті загальної стійкості	1.3.7.1	critical buckling resistance	17
1.3.7.2	критичні напруження при втраті загальної стійкості	1.3.7.2	critical buckling stress	18
1.3.7.3	номінальний опір пластичним деформаціям	1.3.7.3	plastic reference resistance	18
1.3.7.4	характеристичний опір втраті загальної стійкості	1.3.7.4	characteristic buckling resistance	18
1.3.7.5	характеристичне напруження при втраті загальної стійкості	1.3.7.5	characteristic buckling stress	18
1.3.7.6	розрахунковий опір втраті загальної стійкості	1.3.7.6	design buckling resistance	18
1.3.7.7	розрахункове напруження при втраті загальної стійкості	1.3.7.7	design buckling stress	18
1.3.7.8	основне значення напруження	1.3.7.8	key value of the stress	18
1.3.7.9	клас допуску якості на виготовлення	1.3.7.9	fabrication tolerance quality class	19
1.4	Позначення	1.4	Symbols	19
1.5	Правила знаків	1.5	Sign conventions	23
2	Вихідні дані для проектування і моделювання	2	Basis of design and modelling	24
2.1	Загальні положення	2.1	General	24
2.2	Види розрахунку	2.2	Types of analysis	24

2.2.1	Загальні положення	2.2.1	General	24
2.2.2	Загальний розрахунок	2.2.2	Global analysis	25
2.2.3	Розрахунок за мембранною теорією	2.2.3	Membrane theory analysis	25
2.2.4	Лінійно-пружний розрахунок оболонки (LA)	2.2.4	Linear elastic shell analysis (LA)	25
2.2.5	Лінійно-пружний розрахунок біфуркації (LBA)	2.2.5	Linear elastic bifurcation analysis (LBA)	26
2.2.6	Геометрично нелінійний пружний розрахунок (GNA)	2.2.6	Geometrically nonlinear elastic analysis (GNA)	26
2.2.7	Фізично нелінійний розрахунок (MNA)	2.2.7	Materially nonlinear analysis (MNA)	27
2.2.8	Геометрично і фізично нелінійний розрахунок (GMNA)	2.2.8	Geometrically and materially nonlinear analysis (GMNA)	27
2.2.9	Геометрично нелінійний пружний розрахунок із врахуванням дефектів (GNIA)	2.2.9	Geometrically nonlinear elastic analysis with imperfections included (GNIA)	28
2.2.10	Геометрично і фізично нелінійний розрахунок із врахуванням дефектів (GMNIA)	2.2.10	Geometrically and materially nonlinear analysis with imperfections included (GMNIA)	28
2.3	Граничні умови оболонки	2.3	Shell boundary conditions	29
3	Матеріали і геометрія	3	Materials and geometry	30
3.1	Властивості матеріалів	3.1	Material properties	30
3.2	Розрахункові значення геометричних характеристик	3.2	Design values of geometrical data	30
3.3	Геометричні допуски і геометричні дефекти	3.3	Geometrical tolerances and geometrical imperfections	31
4	Граничні стани несучої здатності в сталевих оболонках	4	Ultimate limit states in steel shells	32
4.1	Граничні стани несучої здатності, що повинні розглядатися	4.1	Ultimate limit states to be considered	32
4.1.1	LS1: Межа текучості	4.1.1	LS1: Plastic limit	32
4.1.2	LS2: Циклічна пластичність	4.1.2	LS2: Cyclic plasticity	33
4.1.3	LS3: Втрата загальної стійкості	4.1.3	LS3: Buckling	34
4.1.4	LA4: Втома	4.1.4	LS4: Fatigue	35
4.2	Принципи проектування оболонок за граничними станами несучої здатності	4.2	Design concepts for the limit states design of shells	35
4.2.1	Загальні положення	4.2.1	General	35
4.2.2	Проектування за напруженням	4.2.2	Stress design	36
4.2.2.1	Загальні положення	4.2.2.1	General	36
4.2.2.2	Первинні напруження	4.2.2.2	Primary stresses	36
4.2.2.3	Вторинні напруження	4.2.2.3	Secondary stresses	37
4.2.2.4	Місцеві напруження	4.2.2.4	Local stresses	38
4.2.3	Пряме проектування	4.2.3	Direct design	39
4.2.4	Проектування за допомогою загального числового розрахунку	4.2.4	Design by global numerical analysis	39
5	Рівнодіючі напруження та напруження в оболонках	5	Stress resultants and stresses in shells	41
5.1	Рівнодіючі напруження в оболонках	5.1	Stress resultants in the shell	41
5.2	Моделювання оболонки для розрахунку	5.2	Modelling of the shell for analysis	41
5.2.1	Геометрія	5.2.1	Geometry	41
5.2.2	Граничні умови	5.2.2	Boundary conditions	42
5.2.3	Дії та впливи навколишнього середовища	5.2.3	Actions and environmental influences	44

5.2.4 Рівнодіючі напружень і напруження	5.2.4 Stress resultants and stresses	45
5.3 Види розрахунку	5.3 Types of analysis	45
6 Граничний стан пластичності (LS1)	6 Plastic limit state (LS1)	46
6.1 Розрахункові величини дій	6.1 Design values of actions	46
6.2 Проектування за напруженням	6.2 Stress design	46
6.2.1 Розрахункові величини напружень	6.2.1 Design values of stresses	46
6.2.2 Розрахункові величини опору	6.2.2 Design values of resistance	47
6.2.3 Обмеження напружень	6.2.3 Stress limitation	48
6.3 Проектування шляхом загального числового MNA або GMNA аналізу	6.3 Design by global numerical MNA or GMNA analysis	48
6.4 Пряме проектування	6.4 Direct design	49
7 Граничний стан циклічної пластичності (LS2)	7 Cyclic plasticity limit state (LS2)	50
7.1 Розрахункові величини впливів	7.1 Design values of actions	50
7.2 Проектування за напруженням	7.2 Stress design	50
7.2.1 Розрахункові величини діапазону напружень	7.2.1 Design values of stress range	50
7.2.2 Розрахункові величини опору	7.2.2 Design values of resistance	51
7.2.3 Обмеження діапазону напружень	7.2.3 Stress range limitation	51
7.3 Проектування шляхом загального числового MNA або GMNA розрахунку	7.3 Design by global numerical MNA or GMNA analysis	51
7.3.1 Розрахункові величини загальної накопиченої пластичної деформації	7.3.1 Design values of total accumulated plastic strain	51
7.3.2 Обмеження загальної накопиченої пластичної деформації	7.3.2 Total accumulated plastic strain limitation	52
7.4 Пряме проектування	7.4 Direct design	52
8 Граничний стан втрати поздовжньої стійкості (LS3)	8 Buckling limit state (LS3)	53
8.1 Розрахункові величини впливів	8.1 Design values of actions	53
8.2 Спеціальні визначення і позначення	8.2 Special definitions and symbols	53
8.3 Граничні умови, що відносяться до втрати загальної стійкості	8.3 Buckling relevant boundary conditions	54
8.4 Геометричні допуски, що відносяться до втрати загальної стійкості	8.4 Buckling-relevant geometrical tolerances	54
8.4.1 Загальні положення	8.4.1 General	54
8.4.2 Допуск некруглості	8.4.2 Out-of-roundness tolerance	56
8.4.3 Допуск випадкового ексцентриситету	8.4.3 Accidental eccentricity tolerance	57
8.4.4 Допуски на вм'ятини	8.4.4 Dimple tolerances	59
8.4.5 Допуск площинності поверхні контакту	8.4.5 Interface flatness tolerance	62
8.5 Проектування за напруженнями	8.5 Stress design	63
8.5.1 Розрахункові величини напружень	8.5.1 Design values of stresses	63
8.5.2 Розрахунковий опір (міцність на повздовжній згин)	8.5.2 Design resistance (buckling strength)	63
8.5.3 Обмеження напружень (перевірка міцності на повздовжній згин)	8.5.3 Stress limitation (buckling strength verification)	65
8.6 Проектування шляхом загальних числових розрахунків із використанням методів MNA і LBA аналізу	8.6 Design by global numerical analysis using MNA and LBA analyses	66
8.6.1 Розрахункові величини впливів	8.6.1 Design value of actions	66
8.6.2 Розрахункова величина опору	8.6.2 Design value of resistance	67
8.6.3 Перевірка міцності на поздовжній згин	8.6.3 Buckling strength verification	70
8.7 Проектування шляхом загальних числових розрахунків із використанням методів GMNIA розрахунку	8.7 Design by global numerical analysis using GMNIA analysis	71

8.7.1 Розрахункові значення впливів	8.7.1 Design values of actions	71
8.7.2 Розрахункове значення опору	8.7.2 Design value of resistance	71
8.7.3 Перевірка міцності на поздовжній згин	8.7.3 Buckling strength verification	78
9 Граничний стан втоми (LS4)	9 Fatigue limit state (LS4)	79
9.1 Розрахункові величини впливів	9.1 Design values of actions	79
9.2 Проектування за напруженнями	9.2 Stress design	79
9.2.1 Загальні положення	9.2.1 General	79
9.2.2 Розрахункові величини діапазону напруження	9.2.2 Design values of stress range	79
9.2.3 Розрахункові величини опору (втомна міцність)	9.2.3 Design values of resistance (fatigue strength)	80
9.2.4 Обмеження діапазону напружень	9.2.4 Stress range limitation	80
9.3 Проектування шляхом загального чисельного LA або GNA аналізу	9.3 Design by global numerical LA or GNA analysis	81
Додаток А (обов'язковий) Мембранна теорія напружень в оболонках	ANNEX A (normative)	
Membrane theory stresses in shells	Membrane theory stresses in shells	82
A.1 Загальні положення	A.1 General	82
A.1.1 Результати впливів та опору	A.1.1 Action effects and resistances	82
A.1.2 Система позначень	A.1.2 Notation	82
A.1.3 Граничні умови	A.1.3 Boundary conditions	83
A.1.4 Правило знаків	A.1.4 Sign convention	83
A.2 Непідкріплені циліндричні оболонки	A.2 Unstiffened cylindrical shells	83
Додаток В (обов'язковий)	ANNEX B (normative)	
Додаткові вирази опорів пластичному руйнуванню	Additional expressions for plastic collapse resistances	87
B.1 Загальні положення	B.1 General	87
B.1.1 Опір	B.1.1 Resistances	87
B.1.2 Система позначень	B.1.2 Notation	87
B.1.3 Граничні умови	B.1.3 Boundary conditions	87
B.2 Непідкріплені циліндричні оболонки	B.2 Unstiffened cylindrical shells	88
B.3 Кільцеві жорсткі циліндричні оболонки	B.3 Ring stiffened cylindrical shells	90
B.4 З'єднання між оболонками	B.4 Junctions between shells	92
B.5 Кругла пластина з осесиметричними граничними умовами	B.5 Circular plates with axisymmetric boundary conditions	94
Додаток С (обов'язковий)	Annex C (normative)	
Вирази для лінійно-пружних мембранних і згинальних напружень	Expressions for linear elastic membrane and bending stresses	96
C.1 Загальні положення	C.1 General	96
C.1.1 Результати дії	C.1.1 Action effects	96
C.1.2 Система позначень	C.1.2 Notation	96
C.1.3 Граничні умови	C.1.3 Boundary conditions	97
C.2 Непідсилені циліндричні оболонки з жорстким з'єднанням стінки і днища	C.2 Clamped base unstiffened cylindrical shells	97
C.3 Непідсилені циліндричні оболонки з закріпленою основою	C.3 Pinned base unstiffened cylindrical shells	99
C.4 Внутрішні умови в непідсиленних циліндричних оболонках	C.4 Internal conditions in unstiffened cylindrical shells	102

C.5	Кільцевий елемент жорсткості на циліндричній оболонці	C.5	Ring stiffener on cylindrical shell	104
C.6	Круглі пластини з осесиметричними граничними умовами	C.6	Circular plates with axisymmetric boundary conditions	106
Додаток D (обов'язковий)		Annex D (normative)		
Вирази для розрахунку на стійкість		Expressions for buckling stress design		
D.1	Непідсилені циліндричні оболонки з постійною товщиною стінки	D.1	Unstiffened cylindrical shells of constant wall thickness	108
D.1.1	Система позначень і граничних умов	D.1.1	Notation and boundary conditions	108
D.1.2	Меридіональний (осьовий) стиск	D.1.2	Meridional (axial) compression	108
D.1.2.1	Критичні меридіональні напруження при поздовжньому згині	D.1.2.1	Critical meridional buckling stresses	108
D.1.2.2	Меридіональні параметри поздовжнього згину	D.1.2.2	Meridional buckling parameters	110
D.1.3	Коловий стиск (обруч)	D.1.3	Circumferential (hoop) compression	112
D.1.3.1	Критичні колові напруження при поздовжньому згині	D.1.3.1	Critical circumferential buckling stresses	112
D.1.3.2	Колові параметри поздовжнього згину	D.1.3.2	Circumferential buckling parameters	113
D.1.4	Зсув	D.1.4	Shear	115
D.1.4.1	Критичне напруження при поздовжньому згині зі зсувом	D.1.4.1	Critical shear buckling stresses	115
D.1.4.2	Параметри поздовжнього згину в випадку зсуву	D.1.4.2	Shear buckling parameters	116
D.1.5	Меридіональний (осьовий) стиск із внутрішнім тиском	D.1.5	Meridional (axial) compression with coexistent internal pressure	116
D.1.5.1	Критичне напруження при поздовжньому згині під дією тиску	D.1.5.1	Pressurised critical meridional buckling stress	116
D.1.5.2	Параметри меридіонального поздовжнього згину	D.1.5.2	Pressurised meridional buckling parameters	117
D.1.6	Сумісна дія меридіонального (осьового) стиску, колового (обруч) стиску і зсуву	D.1.6	Combinations of meridional (axial) compression, circumferential (hoop) compression and shear	118
D.2	Непідсилені циліндричні оболонки зі ступінчасто змінною товщиною стінки	D.2	Unstiffened cylindrical shells of stepwise variable wall thickness	120
D.2.1	Загальні положення	D.2.1	General	120
D.2.1.1	Система позначень і граничні умови	D.2.1.1	Notation and boundary conditions	120
D.2.1.2	Геометрія і зміщення стиків	D.2.1.2	Geometry and joint offsets	120
D.2.2	Меридіональний (осьовий) стиск	D.2.2	Meridional (axial) compression	121
D.2.3	Коловий стиск (обруч)	D.2.3	Circumferential (hoop) compression	121
D.2.3.1	Критичні колові напруження при поздовжньому згині	D.2.3.1	Critical circumferential buckling stresses	121
D.2.4	Зсув	D.2.4	Shear	126
D.2.4.1	Критичне напруження поздовжнього згину при дії зсуву	D.2.4.1	Critical shear buckling stresses	126
D.2.4.2	Перевірка міцності на поздовжній згин при зсуві	D.2.4.2	Buckling strength verification for shear	126
D.3	Непідсилені циліндричні оболонки, з'єднані внапуск	D.3	Unstiffened lap jointed cylindrical shells	126
D.3.1	Загальні положення	D.3.1	General	126
D.3.1.1	Визначення	D.3.1.1	Definitions	126

D.3.1.1.1 кільцеве з'єднання внапуск	D.3.1.1.1 circumferential lap joint	126
D.3.1.1.2 меридіональне з'єднання внапуск	D.3.1.1.2 meridional lap joint	126
D.3.1.2 Геометрія і головні вектори напружень	D.3.1.2 Geometry and stress resultants	126
D.3.2 Меридіональний (осьовий) стиск	D.3.2 Meridional (axial) compression	128
D.3.3 Коловий стиск (обруч)	D.3.3 Circumferential (hoop) compression	128
D.3.4 Зсув	D.3.4 Shear	128
D.4 Непідкріплені повні і зрізані конічні оболонки	D.4 Unstiffened complete and truncated conical shells	129
D.4.1 Загальні положення	D.4.1 General	129
D.4.1.1 Система позначень	D.4.1.1 Notation	129
D.4.1.2 Граничні умови	D.4.1.2 Boundary conditions	129
D.4.1.3 Геометрія	D.4.1.3 Geometry	130
D.4.2 Проектні критичні напруження при поздовжньому згині	D.4.2 Design buckling stresses	130
D.4.2.1 Еквівалентний циліндр	D.4.2.1 Equivalent cylinder	130
D.4.2.2 Меридіональний стиск	D.4.2.2 Meridional compression	130
D.4.2.3 Коловий стиск (обруч)	D.4.2.3 Circumferential (hoop) compression	130
D.4.2.4 Рівномірний зовнішній тиск	D.4.2.4 Uniform external pressure	131
D.4.2.5 Зсув	D.4.2.5 Shear	131
D.4.2.6 Рівномірна деформація кручення	D.4.2.6 Uniform torsion	132
D.4.3 Перевірка міцності на поздовжній згин	D.4.3 Buckling strength verification	132
D.4.3.1 Меридіональний стиск	D.4.3.1 Meridional compression	132
D.4.3.2 Кільцевий стиск і рівномірний зовнішній тиск	D.4.3.2 Circumferential (hoop) compression and uniform external pressure	133
D.4.3.3 Зсув і рівномірне кручення	D.4.3.3 Shear and uniform torsion	133

Вступ

Цей документ EN 1993-1-6:2007 підготовлений Технічним комітетом CEN/TC 250 “Будівельні Єврокоди”, секретаріат якого підтримується BSI.

Цьому Європейському стандарту буде наданий статус національного з публікацією ідентичного тексту або схваленням не пізніше жовтня 2007 року і при скасуванні конфліктуючих національних стандартів не пізніше березня 2010 року.

У відповідності з внутрішніми постановами CEN/CENELEC національні органи зі стандартизації таких країн зобов’язані здійснити імплементацію цього Європейського стандарту: Австрія, Бельгія, Велика Британія, Греція, Данія, Ірландія, Ісландія, Іспанія, Італія, Люксембург, Мальта, Нідерланди, Німеччина, Норвегія, Португалія, Фінляндія, Франція, Чеська Республіка, Швейцарія, Швеція.

Даний Європейський стандарт замінює ENV 1993-1-6: 1999.

CEN/TC 250 є відповідальним за всі Будівельні Єврокоди.

Foreword

This document EN 1993-1-6:2007 has been prepared by Technical Committee CEN/TC 250 "Structural Eurocodes", the Secretariat for which is held by BSI.

This European Standard shall be given the status of a national standard, either by publication of an identical text or by endorsement, at the latest by October 2007, and conflicting national standards shall be withdrawn at the latest by March 2010.

According to the CEN/CENELEC Internal Regulations, the national standards organizations of the following countries are bound to implement this European Standard: Austria, Belgium, Cyprus, Czech Republic, Denmark, Estonia, Finland, France, Germany, Greece, Hungary, Iceland, Ireland, Italy, Latvia, Lithuania, Luxembourg, Malta, Netherlands, Norway, Poland, Portugal, Slovakia, Slovenia, Spain, Sweden, Switzerland and United Kingdom.

This European Standard supersedes ENV 1993-1-6: 1999.

CEN/TC 250 is responsible for all Structural Eurocodes.

НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

ЄВРОКОД 3: ПРОЕКТУВАННЯ СТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЧАСТИНА 1-6: МІЦНІСТЬ ТА СТІЙКІСТЬ ОБОЛОНОК

ЕВРОКОД 3: ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЧАСТЬ 1-6: ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ОБОЛОЧЕК

EUROCODE 3: DESIGN OF STEEL STRUCTURES PART 1-6: STRENGTH AND STABILITY OF SHELL STRUCTURES

Чинний від _____

Основи програми Єврокоду

У 1975 році Комісія Європейської Спільноти вирішила розпочати програму дій у галузі будівництва на підставі статті 95 Договору. Метою програми було усунення технічних перешкод для торгівлі та узгодження технічних умов.

У рамках цієї програми дій Комісія взяла на себе ініціативу встановити систему узгоджених технічних правил для проектування будівель і споруд, які на першій стадії мали слугувати альтернативою чинним національним правилам держав-членів, а зрештою мали замінити їх.

Упродовж п'ятнадцяти років Комісія за допомогою Робочого комітету, до складу якого входили представники держав-членів, вела розробку програми Єврокодів, яка призвела до публікації комплексу першого покоління Європейських кодів у 80-х роках.

У 1989 році Комісія та держави-члени ЕУ (Європейської Спільноти) та ЕФТА (Європейської Асоціації Вільної Торгівлі) на основі угоди¹ між Комісією та CEN (Європейським комітетом зі стандарти-

Background of the Eurocode programme

In 1975, the Commission of the European Community decided on an action programme in the field of construction, based on article 95 of the Treaty. The objective of the programme was the elimination of technical obstacles to trade and the harmonisation of technical specifications.

Within this action programme, the Commission took the initiative to establish a set of harmonised technical rules for the design of construction works which, in a first stage, would serve as an alternative to the national rules in force in the Member States and, ultimately, would replace them.

For fifteen years, the Commission, with the help of a Steering Committee with Representatives of Member States, conducted the development of the Eurocodes programme, which led to the first generation of European codes in the 1980s.

In 1989, the Commission and the Member States of the EU and EFTA decided, on the basis of an agreement¹ between the Commission and CEN, to transfer the preparation and the publication of the

зації) вирішили передати підготовку та публікацію Єврокодів CEN за допомогою серії мандатів, що в результаті надало б Єврокодам у майбутньому статусу Європейського стандарту (EN). Це пов'язує Єврокоди з положеннями Директив Ради і Рішень Комісії щодо Європейських стандартів (тобто Директиви Ради 89/106/ЄЕС щодо будівельних виробів – CPD – та Директив Ради 93/37/ЄЕС, 92/50/ЄЕС та 89/440/ЄЕС відносно суспільних робіт та послуг і еквівалентних директив EFTA, започаткованих з метою допомогти заснуванню внутрішнього ринку).

Структурна програма Єврокодів включає стандарти, які в основному складаються з декількох частин:

EN 1990 Єврокод: Основи проектування конструкцій

EN 1991 Єврокод 1: Навантаження на конструкції

EN 1992 Єврокод 2: Проектування бетонних конструкцій

EN 1993 Єврокод 3: Проектування сталевих конструкцій

EN 1994 Єврокод 4: Проектування сталезалізобетонних конструкцій

EN 1995 Єврокод 5: Проектування дерев'яних конструкцій

EN 1996 Єврокод 6: Проектування конструкцій кам'яної кладки

EN 1997 Єврокод 7: Геотехнічне проектування

EN 1998 Єврокод 8: Проектування конструкцій при сейсмічному навантаженні

EN 1999 Єврокод 9: Проектування алюмінієвих конструкцій.

Стандарти Єврокодів визнають відповідальність регуляторних органів держав-членів та захищають їх право на призначення величин, які пов'язані з регулюванням питань безпеки на національному рівні там, де вони відрізняються.

Eurocodes to the CEN through a series of Mandates, in order to provide them with a future status of European Standard (EN). This links de facto the Eurocodes with the provisions of all the Council's Directives and/or Commission's Decisions dealing with European standards (e.g. the Council Directive 89/106/EEC on construction products - CPD - and Council Directives 93/37/EEC, 92/50/EEC and 89/440/EEC on public works and services and equivalent EFTA Directives initiated in pursuit of setting up the internal market).

The Structural Eurocode programme comprises the following standards generally consisting of a number of Parts:

EN 1990 Eurocode: Basis of Structural Design

EN 1991 Eurocode 1: Actions on structures

EN 1992 Eurocode 2: Design of concrete structures

EN 1993 Eurocode 3: Design of steel structures

EN 1994 Eurocode 4: Design of composite steel and concrete structures

EN 1995 Eurocode 5: Design of timber structures

EN 1996 Eurocode 6: Design of masonry structures

EN 1997 Eurocode 7: Geotechnical design

EN 1998 Eurocode 8: Design of structures for earthquake resistance

EN 1999 Eurocode 9: Design of aluminium structures.

Eurocode standards recognise the responsibility of regulatory authorities in each Member State and have safeguarded their right to determine values related to regulatory safety matters at national level where these continue to vary from State to State.

¹Угода між Комісією Європейської Спільноти та Європейським комітетом зі стандартизації (CEN) щодо роботи над Єврокодами для проектування будівель і споруд (BC/CEN/03/89).

¹Agreement between the Commission of the European Communities and the European Committee for Standardisation (CEN) concerning the work on EUROCODES for the design of building and civil engineering works (BC/CEN/03/89).

Статус та галузь застосування Єврокодів

Держави-члени EU та EFTA визнають, що Єврокоди діють як еталонні документи для таких цілей:

– як засіб доведення відповідності будівель і споруд основним вимогам Директиви Ради 89/106/ЕЕС, зокрема основній вимозі N°1 – Механічна стійкість та стабільність – і основній вимозі N°2 – Пожежна безпека;

– як основа для укладання контрактів для будівель і споруд та пов'язаних із ними інженерних послуг;

– як основа для складання узгоджених технічних специфікацій для будівельних виробів (ENs та ETAs).

Єврокоди, оскільки вони безпосередньо відносяться до будівельних споруд, мають прямий зв'язок із тлумачними документами² розділу 12 CPD, незважаючи на те, що вони мають різну природу з гармонізованими стандартами на виробі³. Таким чином, технічні аспекти, які впливають з Єврокодів для будівель і споруд, повинні в повній мірі бути розглянутими Технічними комітетами CEN та/чи робочими групами EOTA, які розробляють стандарти на будівельні вироби, з позицій досягнення повної сумісності технічних специфікацій з Єврокодами.

²Відповідно до ст. 3.3 документа CPD основні вимоги (ER) отримують конкретну форму у тлумачних документах для створення необхідних зв'язків між основними вимогами та мандатами для гармонізованих EN та ETAG/ETA.

³Відповідно до ст. 12 CPD тлумачні документи мають:

a) надати конкретної форми основним вимогам, узгодивши термінологію і технічні засади і вказавши класи або рівні для кожної вимоги, де це необхідно;

b) вказати методи встановлення співвідношення між цими класами або рівнями вимог із технічними вимогами, наприклад, методи розрахунку і перевірки, технічні правила проектування і т. ін.;

c) слугувати рекомендацією для встановлення узгоджених стандартів і настанов для Європейського технічного ухвалення.

Єврокоди фактично відіграють подібну роль у сфері ER 1 і частині ER 2.

Status and field of application of Eurocodes

The Member States of the EU and EFTA recognise that Eurocodes serve as reference documents for the following purposes:

– as a means to prove compliance of building and civil engineering works with the essential requirements of Council Directive 89/106/EEC, particularly Essential Requirement N°1 – Mechanical resistance and stability – and Essential Requirement N°2 – Safety in case of fire;

– as a basis for specifying contracts for construction works and related engineering services;

– as a framework for drawing up harmonised technical specifications for construction products (ENs and ETAs)

The Eurocodes, as far as they concern the construction works themselves, have a direct relationship with the Interpretative Documents² referred to in Article 12 of the CPD, although they are of a different nature from harmonised product standards³. Therefore, technical aspects arising from the Eurocodes work need to be adequately considered by CEN Technical Committees and/or EOTA Working Groups working on product standards with a view to achieving a full compatibility of these technical specifications with the Eurocodes.

²According to Art. 3.3 of the CPD, the essential requirements (ERs) shall be given concrete form in interpretative documents for the creation of the necessary links between the essential requirements and the mandates for harmonised ENs and ETAGs/ETAs.

³According to Art. 12 of the CPD the interpretative documents shall :

a) give concrete form to the essential requirements by harmonising the terminology and the technical bases and indicating classes or levels for each requirement where necessary;

b) indicate methods of correlating these classes or levels of requirement with the technical specifications, e.g. methods of calculation and of proof, technical rules for project design, etc.;

c) serve as a reference for the establishment of harmonised standards and guidelines for European technical approvals.

The Eurocodes, de facto, play a similar role in the field of the ER 1 and a part of ER 2.

Стандарти Єврокодів регламентують загальні правила проектування для практичного використання всіх конструкцій та їх компонентів як традиційного, так і інноваційного характеру. Унікальні форми конструкції або умови проектування спеціально не охоплюються, і в таких випадках проектувальнику потрібен додатковий експертний розгляд.

Національні стандарти, що впроваджують Єврокоди

Національні стандарти, що впроваджують Єврокоди, завжди включають повний текст Єврокоду (включаючи всі додатки), виданий CEN, якому можуть передувати Національний титульний лист та Національна передмова, а також можуть супроводжуватися Національним додатком.

Національний додаток може включати інформацію відносно тих параметрів, які залишилися відкритими в Єврокодах для національного вибору, відомі як національно визначені параметри для використання при проектуванні будівель та інженерних споруд, що будуть зведені у зацікавленій країні, а саме:

- значення часткових коефіцієнтів надійності та/або класифікацію випадків, для яких Єврокод регламентує використання альтернатив;
- значення, які слід використовувати там, де в Єврокодi наведено тільки символ;
- специфічні дані країни (географічні, кліматичні тощо), наприклад, карта вітру;
- конкретні методики для тих випадків, коли Єврокод регламентує використання альтернатив.

Вони можуть також містити:

- рекомендації щодо застосування довідкових додатків;
- посилання на додаткову інформацію, яка не суперечить нормативним вимогам і допомагає при користуванні Єврокодами.

The Eurocode standards provide common structural design rules for everyday use for the design of whole structures and component products of both a traditional and an innovative nature. Unusual forms of construction or design conditions are not specifically covered and additional expert consideration will be required by the designer in such cases.

National Standards implementing Eurocodes

The National Standards implementing Eurocodes will comprise the full text of the Eurocode (including any annexes), as published by CEN, which may be preceded by a National title page and National foreword, and may be followed by a National Annex.

The National Annex may only contain information on those parameters which are left open in the Eurocode for national choice, known as Nationally Determined Parameters, to be used for the design of buildings and civil engineering works to be constructed in the country concerned, i.e.:

- values for partial factors and/or classes where alternatives are given in the Eurocode,
- values to be used where a symbol only is given in the Eurocode,
- country specific data (geographical, climatic, etc.), e.g. wind map,
- the procedure to be used where alternative procedures are given in the Eurocode.

It may also contain

- decisions on the use of informative annexes, and
- references to non-contradictory complementary information to assist the user to apply the Eurocode.

Зв'язки між Єврокодами та гармонізованими технічними специфікаціями (ENs та ETAs) для виробів

Необхідна узгодженість між гармонізованими технічними специфікаціями для будівельних виробів та технічними правилами для будівель і споруд та будівельних робіт. Крім того, у повній інформації, яка супроводжує CE маркування будівельних виробів і має відношення до Єврокодів, має бути чітко зазначено, які національно визначені параметри були взяті до уваги.

Додаткова інформація щодо EN 1993-1-6

В EN 1993-1-6 надані вказівки з проектування сталевих конструкцій та розрахунку на міцність і стійкість оболонок при проектуванні будівель та інженерних споруд.

EN 1993-1-6 призначений для використання замовниками, проектувальниками, підрядниками і відповідними державними органами.

EN 1993-1-6 призначений для використання з EN 1990, іншими частинами EN 1991 і EN 1992-1999 для проектування конструкцій.

Національний додаток до EN 1993-1-6

У цьому стандарті наведені альтернативні методи, оцінки і рекомендації з примітками, які вказують, де необхідно зробити національні вибір. Таким чином, національний стандарт, який імплементує EN 1993-1-6, повинен мати Національний додаток, до якого включено усі національно визначені параметри, які використовуються при проектуванні сталевих конструкцій, що будуть побудовані у відповідній країні.

Links between Eurocodes and harmonised technical specifications (ENs and ETAs) for products

There is a need for consistency between the harmonised technical specifications for construction products and the technical rules for works. Furthermore, all the information accompanying the CE Marking of the construction products which refer to Eurocodes shall clearly mention which Nationally Determined Parameters have been taken into account.

Additional information specific for EN 1993-1-6

EN 1993-1-6 gives pointing from planning of steel constructions and calculation on durability and firmness of shells at planning of buildings and civil engineering works for wind.

EN 1993-1-6 is intended for the use by clients, designers, contractors and relevant authorities.

EN 1993-1-6 is intended to be used with EN 1990, the other Parts of EN 1991 and EN 1992-1999 for the design of structures.

National annex for EN 1993-1-6

This standard gives alternative procedures, values and recommendations with notes indicating where national choices may have to be made. Therefore the National Standard implementing EN 1993-1-6 should have a National Annex containing all Nationally Determined Parameters to be used for the design of steel structures to be constructed in the relevant country.

Національний вибір дозволено для
EN 1993-1-6 за допомогою:

- 3.1.(4)
- 4.1.4 (3)
- 5.2.4 (1)
- 6.3 (5)
- 7.3.1 (1)
- 7.3.2 (1)
- 8.4.2 (3)
- 8.4.3 (2)
- 8.4.3 (4)
- 8.4.4 (4)
- 8.4.5 (1)
- 8.5.2 (2)
- 8.5.2 (4)
- 8.7.2 (7)
- 8.7.2 (16)
- 8.7.2 (18) (2 рази)
- 9.2.1 (2)P

National choice is allowed in EN 1993-1-6
through:

- 3.1.(4)
- 4.1.4 (3)
- 5.2.4 (1)
- 6.3 (5)
- 7.3.1 (1)
- 7.3.2 (1)
- 8.4.2 (3)
- 8.4.3 (2)
- 8.4.3 (4)
- 8.4.4 (4)
- 8.4.5 (1)
- 8.5.2 (2)
- 8.5.2 (4)
- 8.7.2 (7)
- 8.7.2 (16)
- 8.7.2 (18) (2 times)
- 9.2.1 (2)P

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ

(1) У EN 1993-1-6 наведені основні правила проектування листових сталевих конструкцій, що мають форму оболонки повороту.

(2) Цей стандарт призначений для застосування сумісно з EN 1993-1-1, EN 1993-1-3, EN 1993-1-4, EN 1993-1-9 та відповідними частинами EN 1993, включаючи:

Частина 3.1 для башт і щогл;

Частина 3.2 для димарів;

Частина 4.1 для бункерів;

Частина 4.2 для резервуарів;

Частина 4.3 для трубопроводів.

(3) Цей стандарт визначає характеристичні та розрахункові значення опору конструкції.

(4) Цей стандарт відповідає вимогам до проектування відповідних граничних станів за несучою здатністю щодо:

– межі пластичності;

– циклічної пластичності;

– втрати загальної стійкості;

– втоми.

(5) Загальна рівновага конструкції (зсув, вертикальне переміщення, перекидання) в даному стандарті не розглядається, але міститься у EN 1993-1-1. Спеціальні положення в особливих сферах застосування містяться у відповідних частинах EN 1993.

(6) Положення даного стандарту застосовуються до вісесиметричних оболонок та зв'язаних з ними кругових або кільцевих пластин, а також до кільцевих перерізів балок і ребер жорсткості, якщо вони є частиною цілої конструкції. Розглядаються загальні процеси комп'ютерних розрахунків усіх форм оболонок. У додатках наведені докладні вирази для розрахунків вручну непідкріплених циліндрів і конусів.

(7) Циліндричні та конічні панелі в даному стандарті детально не розглядаються. Проте наведені положення можуть бути використані, якщо належним чином будуть враховані відповідні граничні умови.

1 GENERAL

1.1 SCOPE

(1) EN 1993-1-6 gives basic design rules for plated steel structures that have the form of a shell of revolution.

(2) This Standard is intended for use in conjunction with EN 1993-1-1, EN 1993-1-3, EN 1993-1-4, EN 1993-1-9 and the relevant application parts of EN 1993, which include:

Part 3.1 for towers and masts;

Part 3.2 for chimneys;

Part 4.1 for silos;

Part 4.2 for tanks;

Part 4.3 for pipelines.

(3) This Standard defines the characteristic and design values of the resistance of the structure.

(4) This Standard is concerned with the requirements for design against the ultimate limit states of:

plastic limit;

cyclic plasticity;

buckling;

fatigue.

(5) Overall equilibrium of the structure (sliding, uplifting, overturning) is not included in this Standard, but is treated in EN 1993-1-1. Special considerations for specific applications are included in the relevant application parts of EN 1993.

(6) The provisions in this Standard apply to axisymmetric shells and associated circular or annular plates and to beam section rings and stringer stiffeners where they form part of the complete structure. General procedures for computer calculations of all shell forms are covered. Detailed expressions for the hand calculation of unstiffened cylinders and cones are given in the Annexes.

(7) Cylindrical and conical panels are not explicitly covered by this Standard. However, the provisions can be applicable if the appropriate boundary conditions are duly taken into account.

(8) Цей стандарт призначений для розрахунку сталевих пустотілих конструкцій. Якщо для пустотілих конструкцій, виготовлених з інших матеріалів, відсутні стандарти, положення даного стандарту можуть використовуватися за умови належним чином врахованих відповідних властивостей матеріалу.

(9) Використання цього стандарту передбачено в межах діапазону температур, визначених у відповідних прикладних частинах EN 1993. Максимальна температура обмежена, щоб впливом повзучості можна було знехтувати, якщо відповідною прикладною частиною не розглядаються ефекти повзучості за високих температур.

(10) Положення цього стандарту застосовуються до конструкцій, що задовольняють умови попередження крихкого руйнування, наведені у EN 1993-1-10.

(11) Положення цього стандарту застосовуються для проектування конструкцій, що знаходяться під дією впливів, які можна розглядати як квазістатичні.

(12) У цьому стандарті передбачається, що вітрове навантаження і потік сипких твердих речовин, в цілому, можна розглядати як квазістатичні впливи.

(13) Динамічні ефекти мають бути враховані згідно з відповідною прикладною частиною EN 1993, включаючи наслідки від втоми. Проте, рівнодіючі напруження, що виникають через динамічну поведінку, розглядаються в цій частині як квазістатичні.

(14) Положення цього стандарту застосовуються до конструкцій, які зведені відповідно до вимог EN 1090-2.

(15) Даний стандарт не враховує аспекти витоків.

(16) Цей стандарт призначений для розрахунків температури металу в діапазоні від $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$; відношення радіуса до товщини в діапазоні від 20 до 5000.

ПРИМІТКА. Слід зазначити, що правила розрахунку напруження за цим стандартом можуть бути досить консервативними стосовно деяких геометричних форм і умов навантаження для відносно товстостінних оболонок.

(8) This Standard is intended for application to steel shell structures. Where no standard exists for shell structures made of other metals, the provisions of this standards may be applied provided that the appropriate material properties are duly taken into account.

(9) The provisions of this Standard are intended to be applied within the temperature range defined in the relevant EN 1993 application parts. The maximum temperature is restricted so that the influence of creep can be neglected if high temperature creep effects are not covered by the relevant application part.

(10) The provisions in this Standard apply to structures that satisfy the brittle fracture provisions given in EN 1993-1-10.

(11) The provisions of this Standard apply to structural design under actions that can be treated as quasi-static in nature.

(12) In this Standard, it is assumed that both wind loading and bulk solids flow can, in general, be treated as quasi-static actions.

(13) Dynamic effects should be taken into account according to the relevant application part of EN 1993, including the consequences for fatigue. However, the stress resultants arising from dynamic behaviour are treated in this part as quasi-static.

(14) The provisions in this Standard apply to structures that are constructed in accordance with EN 1090-2.

(15) This Standard does not cover the aspects of leakage.

(16) This Standard is intended for application to structures within the following limits: design metal temperatures within the range $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$; radius to thickness ratios within the range 20 to 5000.

NOTE: It should be noted that the stress design rules of this standard may be rather conservative if applied to some geometries and loading conditions for relatively thick-walled shells.

1.2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

(1) Цей Європейський стандарт містить положення інших публікацій у вигляді датованих або недатованих посилань. Ці нормативні посилання знаходяться у відповідних місцях тексту, а перелік публікацій приводиться нижче. Для датованих посилань подальші поправки або редакції будь-яких таких публікацій застосовуються до цього Європейського стандарту лише за умови, що вони включені до нього поправкою або редакцією. Для недатованих посилань застосовується останнє видання публікації, на яку дається посилання.

EN 1090-2 Виробництво сталевих і алюмінієвих конструкцій. Частина 2: Технічні вимоги до сталевих конструкцій;

EN 1990 Основи проектування конструкцій;

EN 1991 Єврокод 1: Навантаження на споруди;

EN 1993 Єврокод 3: Проектування сталевих конструкцій:

Частина 1.1: Загальні правила і правила для будівель;

Частина 1.3: Холодноформовані тонкі елементи і листи;

Частина 1.4: Неіржавіючі сталі;

Частина 1.5: Елементи пластинчастих конструкцій;

Частина 1.9: Втомна міцність сталевих конструкцій;

Частина 1.10: Вибір сталі з врахуванням в'язкого руйнування і властивостей сталі щодо товщини листа;

Частина 1.12: Додаткові правила для розширення області EN 1993 до включення сталі S 700;

Частина 2: Сталеві мости;

Частина 3.1: Башти і щогли;

Частина 3.2: Димари;

Частина 4.1: Бункери;

Частина 4.2: Резервуари;

Частина 4.3: Трубопроводи;

Частина 5: Пальові споруди.

1.3 ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

Терміни, визначені в EN 1990 для загального використання в будівельних Єврокодах, також застосовуються у цьому стандарті. Якщо не вказано інше, визначення, приведені в ISO 8930, також застосовуються у цьому стандарті. На додаток до EN 1993-1-1 для цілей цього стандарту застосовуються наступні визначення:

1.2 NORMATIVE REFERENCES

(1) This European Standard incorporates, by dated or undated reference, provisions from other publications. These normative references are cited at the appropriate places in the text and the publications are listed hereafter. For dated references, subsequent amendments to or revisions of any of these publications apply to this European Standard only when incorporated in it by amendment or revision. For undated references the latest edition of the publication referred to applies.

EN 1090-2 Execution of steel structures and aluminium structures – Part 2: Technical requirements for steel structures;

EN 1990 Basis of structural design;

EN 1991 Eurocode 1: Actions on structures ;

EN 1993 Eurocode 3: Design of steel structures:

Part 1.1: General rules and rules for buildings;

Part 1.3: Cold formed thin gauged members and sheeting;

Part 1.4: Stainless steels;

Part 1.5: Plated structural elements;

Part 1.9: Fatigue strength of steel structures;

Part 1.10: Selection of steel for fracture toughness and through-thickness properties;

Part 1.12: Additional rules for the extension of EN 1993 up to steel grades S 700

Part 2: Steel bridges;

Part 3.1: Towers and masts;

Part 3.2: Chimneys;

Part 4.1: Silos;

Part 4.2: Tanks;

Part 4.3: Pipelines;

Part 5: Piling.

1.3 TERMS AND DEFINITIONS

The terms that are defined in EN 1990 for common use in the Structural Eurocodes apply to this Standard. Unless otherwise stated, the definitions given in ISO 8930 also apply in this Standard. Supplementary to EN 1993-1-1, for the purposes of this Standard, the following definitions apply:

1.3.1 форми та геометрія конструкцій

1.3.1.1 оболонка

Конструкція або елемент конструкції, утворений зігнутих тонким листом.

1.3.1.2 оболонка повороту

Оболонка, геометрична форма якої визначається серединною поверхнею, утвореною поворотом меридіональної твірної навколо однієї осі на кут 2π радіан. Оболонка може мати будь-яку довжину.

1.3.1.3 замкнута вісесиметрична оболонка

Оболонка, яка складається з декількох частин, кожна з якої є оболонкою повороту.

1.3.1.4 сегмент оболонки

Оболонка повороту певної геометричної форми з постійною товщиною стінки: циліндр, зрізаний конус, зрізана сфера, кільцева пластина, тороїдальна система або інша форма.

1.3.1.5 панель оболонки

Незамкнута оболонка повороту: форма оболонки визначається поворотом твірної навколо осі на кут, менший ніж 2π радіан.

1.3.1.6 серединна поверхня

Поверхня, яка в кожній точці розташована посередині між внутрішньою і зовнішньою поверхнями оболонки. Якщо оболонка підкріплена з одного або з обох боків, як базова серединна поверхня приймається серединна поверхня зігнутого листа оболонки. Середина поверхня є базовою поверхнею для розрахунку і може мати розриви при зміні товщини або в місцях з'єднання оболонок, внаслідок чого виникає ексцентриситет, який може суттєво впливати на просторову поведінку оболонки.

1.3.1.7 з'єднання

Лінія, на якій перетинаються два або більше сегментів: може включати елемент жорсткості. Колова лінія, по якій елемент жорсткості кріпиться до оболонки, можна вважати з'єднанням.

1.3.1 structural forms and geometry

1.3.1.1 shell

A structure or a structural component formed from a curved thin plate.

1.3.1.2 shell of revolution

A shell whose geometric form is defined by a middle surface that is formed by rotating a meridional generator line around a single axis through 2π radians. The shell can be of any length.

1.3.1.3 complete axisymmetric shell

A shell composed of a number of parts, each of which is a shell of revolution.

1.3.1.4 shell segment

A shell of revolution in the form of a defined shell geometry with a constant wall thickness: a cylinder, conical frustum, spherical frustum, annular plate, toroidal knuckle or other form.

1.3.1.5 shell panel

An incomplete shell of revolution: the shell form is defined by a rotation of the generator about the axis through less than 2π radians.

1.3.1.6 middle surface

The surface that lies midway between the inside and outside surfaces of the shell at every point. Where the shell is stiffened on either one or both surfaces, the reference middle surface is still taken as the middle surface of the curved shell plate. The middle surface is the reference surface for analysis, and can be discontinuous at changes of thickness or at shell junctions, leading to eccentricities that may be important to the shell structural behaviour.

1.3.1.7 junction

The line at which two or more shell segments meet: it can include a stiffener. The circumferential line of attachment of a ring stiffener to the shell may be treated as a junction.

1.3.1.8 стрингер

Місцевий елемент жорсткості, що проходить по меридіану оболонки, і є твірною оболонки повороту. Застосовується для збільшення стійкості або в якості допоміжного елемента при прикладанні місцевих навантажень. Він не призначений для забезпечення первинного опору згинаючим ефектам від поперечного навантаження.

1.3.1.9 ребро

Місцевий елемент, твірна оболонки повороту, що забезпечує первинне сприйняття згинаючих навантажень вздовж меридіана оболонки. Використовується для передачі або розподілу поперечних навантажень при згині.

1.3.1.10 кільце жорсткості

Місцевий елемент жорсткості, що проходить навколо оболонки повороту через задану точку на меридіані. Зазвичай передбачається, що він не має жорсткості при деформаціях площини (меридіональні зсуви оболонки), але є жорстким при деформаціях у площині кільця. Він застосовується для збільшення стійкості або для передачі місцевих навантажень, що діють у площині кільця.

1.3.1.11 опорне кільце

Елемент конструкції, який проходить навколо оболонки повороту в основі та забезпечує кріплення оболонки до фундаменту або іншого елемента конструкції. Воно призначене для практичного забезпечення прогнозованих граничних умов.

1.3.1.12 кільцева балка або кільцева ферма

Круговий елемент жорсткості, жорсткий і міцний на згин як в площині кругового перерізу оболонки, так і перпендикулярно до цієї площини. Це первинний несучий елемент конструкції, призначений для розподілу місцевих навантажень в оболонці.

1.3.1.8 stringer stiffener

A local stiffening member that follows the meridian of the shell, representing a generator of the shell of revolution. It is provided to increase the stability, or to assist with the introduction of local loads. It is not intended to provide a primary resistance to bending effects caused by transverse loads.

1.3.1.9 rib

A local member that provides a primary load carrying path for bending down the meridian of the shell, representing a generator of the shell of revolution. It is used to transfer or distribute transverse loads by bending.

1.3.1.10 ring stiffener

A local stiffening member that passes around the circumference of the shell of revolution at a given point on the meridian. It is normally assumed to have no stiffness for deformations out of its own plane (meridional displacements of the shell) but is stiff for deformations in the plane of the ring. It is provided to increase the stability or to introduce local loads acting in the plane of the ring.

1.3.1.11 base ring

A structural member that passes around the circumference of the shell of revolution at the base and provides a means of attachment of the shell to a foundation or other structural member. It is needed to ensure that the assumed boundary conditions are achieved in practice.

1.3.1.12 ring beam or ring girder

A circumferential stiffener that has bending stiffness and strength both in the plane of the shell circular section and normal to that plane. It is a primary load carrying structural member, provided for the distribution of local loads into the shell.

1.3.2 граничні стани

1.3.2.1 межа пластичності

Граничний стан за несучою здатністю, при якому в конструкції виникають зони пластичної деформації, через які оболонка втрачає здатність протистояти зростаючим навантаженням. Він суттєво пов'язаний із граничним навантаженням за пластичністю за теорією малих деформацій або з механізмом пластичного руйнування.

1.3.2.2 розрив при розтягу

Граничний стан за несучою здатністю, при якому переріз бруто листа оболонки руйнується внаслідок розтягу.

1.3.2.3 циклічна пластичність

Граничний стан за несучою здатністю, при якому багаторазове пластичне деформування, викликане циклами прикладання і зняття навантаження, призводить до малоциклового втомного руйнування після вичерпання здатності матеріалу до поглинання енергії.

1.3.2.4 втрата загальної стійкості

Граничний стан за несучою здатністю, при якому конструкція різко втрачає стійкість при мембранному стисканні і/або зсуві. Це призводить до великих зміщень або до неспроможності конструкції нести прикладені навантаження.

1.3.2.5 втома

Граничний стан за несучою здатністю, при якому велика кількість циклів навантаження призводить до розвитку тріщин у листі оболонки, що при подальших циклах навантаження може викликати розрив.

1.3.3 Впливи (дії)

1.3.3.1 осьове навантаження

Зовнішнє прикладене навантаження, що діє в осьовому напрямку.

1.3.2 limit states

1.3.2.1 plastic limit

The ultimate limit state where the structure develops zones of yielding in a pattern such that its ability to resist increased loading is deemed to be exhausted. It is closely related to a small deflection theory plastic limit load or plastic collapse mechanism.

1.3.2.2 tensile rupture

The ultimate limit state where the shell plate experiences gross section failure due to tension.

1.3.2.3 cyclic plasticity

The ultimate limit state where repeated yielding is caused by cycles of loading and unloading, leading to a low cycle fatigue failure where the energy absorption capacity of the material is exhausted.

1.3.2.4 buckling

The ultimate limit state where the structure suddenly loses its stability under membrane compression and/or shear. It leads either to large displacements or to the structure being unable to carry the applied loads.

1.3.2.5 fatigue

The ultimate limit state where many cycles of loading cause cracks to develop in the shell plate that by further load cycles may lead to rupture.

1.3.3 Actions

1.3.3.1 axial load

Externally applied loading acting in the axial direction.

1.3.3.2 радіальне навантаження

Зовнішнє прикладене навантаження, що діє перпендикулярно до поверхні циліндричної оболонки.

1.3.3.3 внутрішній тиск

Складова поверхневого навантаження, що діє перпендикулярно до оболонки в напрямку назовні. Її величина може змінюватися як у меридіональному, так і в коловому напрямках (наприклад, під дією навантаження сипких речовин у бункері).

1.3.3.4 зовнішній тиск

Складова поверхневого навантаження, що діє перпендикулярно до оболонки в напрямку всередину. Її величина може змінюватися як у меридіональному, так і в коловому напрямках (наприклад, під дією вітру).

1.3.3.5 гідростатичний тиск

Тиск, що змінюється лінійно відносно осьової координати оболонки повороту.

1.3.3.6 навантаження від тертя об стінку

Меридіональна складова поверхневого навантаження, що діє на стінку оболонки внаслідок тертя, пов'язаного з внутрішнім тиском (наприклад, якщо всередині оболонки знаходяться сипкі речовини)

1.3.3.7 місцеве навантаження

Зосереджена сила або розподілене навантаження, що діє на обмежену частину оболонки по висоті та в кільцевому напрямку.

1.3.3.8 навантаження на ділянку

Місьцеве розподілене навантаження, що діє перпендикулярно до оболонки.

1.3.3.9 розрідження

Рівномірний розподілений зовнішній тиск, який виникає внаслідок зниженого внутрішнього тиску в оболонці з отворами або душниками під дією вітрового навантаження.

1.3.3.2 radial load

Externally applied loading acting normal to the surface of a cylindrical shell.

1.3.3.3 internal pressure

Component of the surface loading acting normal to the shell in the outward direction. Its magnitude can vary in both the meridional and circumferential directions (e.g. under solids loading in a silo).

1.3.3.4 external pressure

Component of the surface loading acting normal to the shell in the inward direction. Its magnitude can vary in both the meridional and circumferential directions (e.g. under wind).

1.3.3.5 hydrostatic pressure

Pressure varying linearly with the axial coordinate of the shell of revolution.

1.3.3.6 wall friction load

Meridional component of the surface loading acting on the shell wall due to friction connected with internal pressure (e.g. when solids are contained within the shell).

1.3.3.7 local load

Point applied force or distributed load acting on a limited part of the circumference of the shell and over a limited height.

1.3.3.8 patch load

Local distributed load acting normal to the shell.

1.3.3.9 suction

Uniform net external pressure due to the reduced internal pressure in a shell with openings or vents under wind action.

1.3.3.10 частковий вакуум

Рівномірний розподілений зовнішній тиск, який виникає внаслідок переміщення рідин або сипких речовин із резервуара з недостатньою вентиляцією.

1.3.3.11 тепловий вплив

Зміна температури уздовж меридіана або по колу, або по товщині оболонки.

1.3.4 рівнодіючі напруження і напруження в оболонці

1.3.4.1 рівнодіючі мембранного напруження

рівнодіючі мембранних напружень – це зусилля на одиницю ширини оболонки, які знаходять як інтеграл розподілу нормального і дотичного напружень, що діють по товщині оболонки паралельно серединній поверхні оболонки. У пружному стані кожне з цих рівнодіючих напружень викликає напружений стан, однорідний по товщині оболонки. У будь-якій точці є три рівнодіючі мембранного напруження (див. рисунок 1.1(е)).

1.3.4.2 рівнодіючі згинальних напружень

Рівнодіючі згинальних напружень – це згинальні і крутні моменти на одиницю ширини оболонки, які знаходять як статичні моменти розподілів нормального і дотичного напружень, що діють паралельно серединній поверхні оболонки по її товщині. У пружному стані кожне з цих рівнодіючих напружень викликає напружений стан, що лінійно змінюється по товщині оболонки, з нульовим значенням у серединній поверхні. У будь-якій точці діє два згинальних моменти і один крутний момент.

1.3.4.3 рівнодіючі поперечного дотичного напруження

Рівнодіючі поперечного дотичного напруження – це зусилля на одиницю ширини оболонки, які знаходять як інтеграл від розподілу дотичного напруження, що діє перпендикулярно до серединної поверхні оболонки по її товщині. У пружному стані кожне

1.3.3.10 partial vacuum

Uniform net external pressure due to the removal of stored liquids or solids from within a container that is inadequately vented.

1.3.3.11 thermal action

Temperature variation either down the shell meridian, or around the shell circumference or through the shell thickness.

1.3.4 Stress resultants and stresses in a shell

1.3.4.1 membrane stress resultants

The membrane stress resultants are the forces per unit width of shell that arise as the integral of the distribution of direct and shear stresses acting parallel to the shell middle surface through the thickness of the shell. Under elastic conditions, each of these stress resultants induces a stress state that is uniform through the shell thickness. There are three membrane stress resultants at any point (see figure 1.1(e)).

1.3.4.2 bending stress resultants

The bending stress resultants are the bending and twisting moments per unit width of shell that arise as the integral of the first moment of the distribution of direct and shear stresses acting parallel to the shell middle surface through the thickness of the shell. Under elastic conditions, each of these stress resultants induces a stress state that varies linearly through the shell thickness, with value zero at the middle surface. There are two bending moments and one twisting moment at any point.

1.3.4.3 transverse shear stress resultants

The transverse stress resultants are the forces per unit width of shell that arise as the integral of the distribution of shear stresses acting normal to the shell middle surface through the thickness of the shell. Under elastic conditions, each of these stress resultants induces a stress

з цих рівнодіючих напружень викликає напружений стан, що змінюється параболічно по товщині оболонки. У будь-якій точці є дві рівнодіючі поперечного дотичного напруження (див. рисунок 1.1(f)).

1.3.4.4 мембранне напруження

Мембранне напруження визначається як відношення рівнодіючої мембранного напруження до товщини стінки (див. рисунок 1.1(e)).

1.3.4.5 згинальне напруження

Згинальне напруження визначається як відношення рівнодіючого згинального напруження до квадрата товщини стінки, помножене на 6. Воно має сенс лише для стану, при якому оболонка є пружною.

1.3.5 Види розрахунків

1.3.5.1 загальний розрахунок

Розрахунок, в якому розглядаються конструкція в цілому, а не окремі її частини.

1.3.5.2 розрахунок за мембранною теорією

Розрахунок, що визначає поведінку тонкостінної оболонкової конструкції під дією розподілених навантажень за умови, що лише мембранні зусилля задовольняють умови рівноваги із зовнішніми навантаженнями.

1.3.5.3 лінійно-пружний розрахунок оболонки (LA)

Розрахунок, що визначає поведінку тонкостінної оболонкової конструкції на основі теорії лінійно-пружного згину оболонки при деформаціях, які є малими по відношенню до ідеальної геометрії серединної поверхні оболонки.

1.3.5.4 лінійно-пружний біфуркаційний розрахунок (власного значення) (LBA)

Розрахунок, який оцінює лінійне біфуркаційне власне значення для тонкостінної оболонкової конструкції на основі теорії лінійно-пружного згину оболонки при деформаціях, малих по відношенню до ідеальної геометрії

state that varies parabolically through the shell thickness. There are two transverse shear stress resultants at any point (see figure 1.1(f)).

1.3.4.4 membrane stress

The membrane stress is defined as the membrane stress resultant divided by the shell thickness (see figure 1.1(e)).

1.3.4.5 bending stress

The bending stress is defined as the bending stress resultant multiplied by 6 and divided by the square of the shell thickness. It is only meaningful for conditions in which the shell is elastic.

1.3.5 Types of analysis

1.3.5.1 global analysis

An analysis that includes the complete structure, rather than individual structural parts treated separately.

1.3.5.2 membrane theory analysis

An analysis that predicts the behaviour of a thin-walled shell structure under distributed loads by assuming that only membrane forces satisfy equilibrium with the external loads.

1.3.5.3 linear elastic shell analysis (LA)

An analysis that predicts the behaviour of a thin-walled shell structure on the basis of the small deflection linear elastic shell bending theory, related to the perfect geometry of the middle surface of the shell.

1.3.5.4 linear elastic bifurcation (eigenvalue) analysis (LBA)

An analysis that evaluates the linear bifurcation eigenvalue for a thin-walled shell structure on the basis of the small deflection linear elastic shell bending theory, related to the perfect geometry of the middle surface of

серединної поверхні оболонки. Слід зазначити, що згадане лінійне біфуркаційне власне значення не відноситься до форм власних коливань.

1.3.5.5 геометрично нелінійний пружний розрахунок (GNA)

Розрахунок на основі теорії згину оболонки для ідеальної конструкції з урахуванням лінійно-пружних характеристик матеріалу та нелінійної теорії великих деформацій для переміщень, яка повністю враховує будь-яку зміну геометрії внаслідок впливів на оболонку. На кожному етапі навантаження проводиться перевірка лінійного біфуркаційного власного значення

1.3.5.6 фізично нелінійний розрахунок (MNA)

Розрахунок на основі теорії згину оболонки для ідеальної конструкції з використанням припущень про малі деформації, як в 1.3.4.3, але із урахуванням нелінійних пружно-пластичних характеристик матеріалу.

1.3.5.7 геометрично та фізично нелінійний розрахунок (GMNA)

Розрахунок на основі теорії згину оболонки для ідеальної конструкції з використанням припущень нелінійної теорії великих деформацій для переміщень із урахуванням нелінійних пружно-пластичних характеристик матеріалу. На кожному рівні навантаження виконується перевірка лінійного біфуркаційного власного значення

1.3.5.8 геометрично нелінійний пружний розрахунок із урахуванням дефектів (GNIA)

Розрахунок із урахуванням дефектів подібний до розрахунку GNA згідно з 1.3.4.5, але із використанням моделі геометрії конструкції, що включає неідеальну форму (тобто геометрія серединної поверхні має непередбачувані відхилення від ідеальної форми). Дефект також може враховувати ефекти відхилень у граничних умовах і ефект залишкового напруження. На кожному рівні навантаження виконується перевірка лінійного біфуркаційного власного значення

the shell. It should be noted that, where an eigenvalue is mentioned, this does not relate to vibration modes.

1.3.5.5 geometrically nonlinear elastic analysis (GNA)

An analysis based on the principles of shell bending theory applied to the perfect structure, using a linear elastic material law but including nonlinear large deflection theory for the displacements that accounts full for any change in geometry due to the actions on the shell. A bifurcation eigenvalue check is included at each load level.

1.3.5.6 materially nonlinear analysis (MNA)

An analysis based on shell bending theory applied to the perfect structure, using the assumption of small deflections, as in 1.3.4.3, but adopting a nonlinear elasto-plastic material law.

1.3.5.7 geometrically and materially nonlinear analysis (GMNA)

An analysis based on shell bending theory applied to the perfect structure, using the assumptions of nonlinear large deflection theory for the displacements and a nonlinear elasto-plastic material law. A bifurcation eigenvalue check is included at each load level.

1.3.5.8 geometrically nonlinear elastic analysis with imperfections included (GNIA)

An analysis with imperfections explicitly included, similar to a GNA analysis as defined in 1.3.4.5, but adopting a model for the geometry of the structure that includes the imperfect shape (i.e. the geometry of the middle surface includes unintended deviations from the ideal shape). The imperfection may also cover the effects of deviations in boundary conditions and / or the effects of residual stresses. A bifurcation eigenvalue check is included at each load level.

1.3.5.9 геометричний та фізично нелінійний розрахунок із урахуванням дефектів (GMNIA)

Розрахунок із урахуванням дефектів, що базується на принципах теорії згину оболонки, у випадку неідеальної конструкції (тобто геометрія серединної поверхні має непередбачувані відхилення від ідеальної форми), включаючи нелінійну теорію великих деформацій для переміщень, яка повністю враховує будь-яку зміну геометрії внаслідок впливів на оболонку, і нелінійні характеристики пружно-пластичного матеріалу. Дефекти також можуть включати дефекти в граничних умовах і залишкових напруженнях. На кожному етапі навантаження виконується перевірка лінійного біфуркаційного власного значення.

1.3.6 Категорії напружень, що використовуються при розрахунку за напруженнями

1.3.6.1 первинні напруження

Напружений стан, необхідний для рівноваги з прикладеним навантаженням. Він складається переважно з мембранних напружень, але за деяких умов для досягнення рівноваги можуть також знадобитися згинальні напруження.

1.3.6.2 вторинні напруження

Напруження, викликані внутрішньою сумісністю або сумісністю з граничними умовами, пов'язані з прикладеними навантаженнями або зміщеннями (температурою, попереднім напруженням, просіданням, усадкою). Ці напруження не потрібні для досягнення рівноваги між внутрішнім напруженим станом і зовнішніми навантаженнями.

1.3.7 Спеціальні визначення для розрахунку втрати загальної стійкості

1.3.7.1 критичний опір втрати загальної стійкості

Найменша біфуркація або граничне навантаження, визначене для ідеалізованих умов пружної роботи матеріалу, ідеальної геометрії, ідеального прикладання навантаження, ідеальної опори, ізотропності матеріалу і відсутності залишкових напружень (розрахунок LBA).

1.3.5.9 geometrically and materially nonlinear analysis with imperfections included (GMNIA)

An analysis with imperfections explicitly included, based on the principles of shell bending theory applied to the imperfect structure (i.e. the geometry of the middle surface includes unintended deviations from the ideal shape), including nonlinear large deflection theory for the displacements that accounts full for any change in geometry due to the actions on the shell and a nonlinear elasto-plastic material law. The imperfections may also include imperfections in boundary conditions and residual stresses. A bifurcation eigenvalue check is included at each load level.

1.3.6 Stress categories used in stress design

1.3.6.1 primary stresses

The stress system required for equilibrium with the imposed loading. This consists primarily of membrane stresses, but in some conditions, bending stresses may also be required to achieve equilibrium.

1.3.6.2 secondary stresses

Stresses induced by internal compatibility or by compatibility with the boundary conditions, associated with imposed loading or imposed displacements (temperature, prestressing, settlement, shrinkage). These stresses are not required to achieve equilibrium between an internal stress state and the external loading.

1.3.7 Special definitions for buckling calculations

1.3.7.1 critical buckling resistance

The smallest bifurcation or limit load determined assuming the idealised conditions of elastic material behaviour, perfect geometry, perfect load application, perfect support, material isotropy and absence of residual stresses (LBA analysis).

1.3.7.2 критичні напруження при втраті загальної стійкості

Мембранне напруження, пов'язане з критичним опором втраті загальної стійкості.

1.3.7.3 номінальний опір пластичним деформаціям

Граничне пластичне навантаження, визначене для ідеальних умов жорсткопластичної поведінки матеріалу, ідеальної геометрії, ідеального прикладеного навантаження, ідеальної опори та ізотропності матеріалу (змодельована за допомогою розрахунку MNA).

1.3.7.4 характеристичний опір втраті загальної стійкості

Навантаження, пов'язане з втратою загальної стійкості при непружній роботі матеріалу, геометричними і конструкційними дефектами, які неминучі на практиці, і ефектами слідкувального навантаження.

1.3.7.5 характеристичне напруження при втраті загальної стійкості

Мембранне напруження, пов'язане з характеристичним опором втраті загальної стійкості.

1.3.7.6 розрахунковий опір втраті загальної стійкості

Розрахункове значення критичної сили, отримане шляхом ділення характеристичного опору втраті загальної стійкості на частковий коефіцієнт для опору.

1.3.7.7 розрахункове напруження при втраті загальної стійкості

Мембранне напруження, пов'язане з розрахунковим опором втраті загальної стійкості.

1.3.7.8 основне значення напруження

Значення напруження в неоднорідному полі напружень, що використовується для характеризувannya величин напруження при оцінці граничного стану за несучою здатністю по втраті загальної стійкості.

1.3.7.2 critical buckling stress

The membrane stress associated with the critical buckling resistance.

1.3.7.3 plastic reference resistance

The plastic limit load, determined assuming the idealised conditions of rigid-plastic material behaviour, perfect geometry, perfect load application, perfect support and material isotropy (modelled using MNA analysis).

1.3.7.4 characteristic buckling resistance

The load associated with buckling in the presence of inelastic material behaviour, the geometrical and structural imperfections that are inevitable in practical construction, and follower load effects.

1.3.7.5 characteristic buckling stress

The membrane stress associated with the characteristic buckling resistance.

1.3.7.6 design buckling resistance

The design value of the buckling load, obtained by dividing the characteristic buckling resistance by the partial factor for resistance.

1.3.7.7 design buckling stress

The membrane stress associated with the design buckling resistance.

1.3.7.8 key value of the stress

The value of stress in a non-uniform stress field that is used to characterise the stress magnitudes in a buckling limit state assessment.

1.3.7.9 клас допуску якості на виготовлення

Категорія вимог допуску на виготовлення, передбачена при проектуванні, див. п. 8.4.

1.4 ПОЗНАЧЕННЯ

(1) На додаток до позначень, приведених у стандартах EN 1990 і EN 1993-1-1, використовуються наступні позначення:

(2) Система координат, див. рисунок 1.1:

r – радіальна координата, перпендикулярна до осі повороту;

x – меридіональна координата;

z – осьова координата;

θ – кільцева координата;

φ – меридіональний ухил: кут між віссю повороту і перпендикуляром до меридіана оболонки.

(3) Тиск:

p_n – перпендикулярний до оболонки;

p_x – меридіональне поверхневе навантаження, паралельне оболонці;

p_θ – кільцеве поверхневе навантаження, паралельне оболонці.

(4) Лінійні сили:

P_n – навантаження на одиницю кола, перпендикулярне до оболонки;

P_x – навантаження на одиницю кола, що діє в меридіональному напрямі;

P_θ – навантаження на одиницю кола, що діє на оболонку в кільцевому напрямі.

(5) Рівнодіючі мембранного напруження:

n_x – рівнодіюча меридіонального мембранного напруження;

n_θ – рівнодіюча кільцевого мембранного напруження;

$n_{x\theta}$ – рівнодіюча мембранного дотичного напруження.

(6) Рівнодіючі згинального напруження:

m_x – меридіональний згинальний момент на одиницю ширини;

m_θ – кільцевий згинальний момент на одиницю ширини;

$m_{x\theta}$ – крутний момент зсуву на одиницю ширини;

q_{xn} – поперечна перерізувальна сила, пов'язана з меридіональним згином;

1.3.7.9 fabrication tolerance quality class

The category of fabrication tolerance requirements that is assumed in design, see 8.4.

1.4 SYMBOLS

(1) In addition to those given in EN 1990 and EN 1993-1-1, the following symbols are used:

(2) Coordinate system, see figure 1.1:

r radial coordinate, normal to the axis of revolution;

x meridional coordinate;

z axial coordinate;

θ circumferential coordinate;

φ meridional slope: angle between axis of revolution and normal to the meridian of the shell;

(3) Pressures:

p_n normal to the shell;

p_x meridional surface loading parallel to the shell;

p_θ circumferential surface loading parallel to the shell;

(4) Line forces:

P_n load per unit circumference normal to the shell;

P_x load per unit circumference acting in the meridional direction;

P_θ load per unit circumference acting circumferentially on the shell;

(5) Membrane stress resultants:

n_x meridional membrane stress resultant;

n_θ circumferential membrane stress resultant;

$n_{x\theta}$ membrane shear stress resultant;

(6) Bending stress resultants:

m_x meridional bending moment per unit width;

m_θ circumferential bending moment per unit width;

$m_{x\theta}$ twisting shear moment per unit width;

q_{xn} transverse shear force associated with meridional bending;

$q_{\theta n}$ – поперечна перерізувальна сила, пов'язана з кільцевим згином.

(7) Напруження:

σ_x – меридіональне напруження;
 σ_θ – кільцеве напруження;
 σ_{eq} – еквівалентне напруження Мізеса (також може набувати від'ємних значень у процесі циклічного вантаження);
 $\tau, \tau_{x\theta}$ – дотичне напруження в площині;
 $\tau_{xn}, \tau_{\theta n}$ – меридіональне, кільцеве поперечне дотичне напруження, пов'язане зі згином.

(8) Переміщення:

u – меридіональне переміщення;
 v – кільцеве переміщення;
 w – переміщення, перпендикулярне до поверхні оболонки;
 β_φ – меридіональний поворот, див. 5.2.2.

(9) Розміри оболонки:

d – внутрішній діаметр оболонки;
 L – загальна довжина оболонки;
 l – довжина сегмента оболонки;
 l_g – довжина шаблону для виміру дефектів;
 $l_{g\theta}$ – довжина шаблону – для виміру дефектів у коловому напрямі;
 l_{gw} – довжина шаблону для виміру дефектів у напрямі поперек зварного шва;
 l_{gx} – довжина шаблону для виміру дефектів у меридіональному напрямі;
 l_R – обмеження довжини оболонки для оцінки напруження при втраті загальної стійкості;
 r – радіус серединної поверхні, перпендикулярний до осі повороту;
 t – товщина стінки оболонки;
 t_{\max} – максимальна товщина стінки оболонки в з'єднанні;
 t_{\min} – мінімальна товщина стінки оболонки в з'єднанні;
 t_{ave} – середня товщина стінки оболонки в з'єднанні;
 β – половина кута при вершині конуса.

$q_{\theta n}$ transverse shear force associated with circumferential bending;

(7) Stresses:

σ_x meridional stress;
 σ_θ circumferential stress;
 σ_{eq} von Mises equivalent stress (can also take negative values during cyclic loading);
 $\tau, \tau_{x\theta}$ in-plane shear stress;
 $\tau_{xn}, \tau_{\theta n}$ meridional, circumferential transverse shear stresses associated with bending;

(8) Displacements:

u meridional displacement;
 v circumferential displacement;
 w displacement normal to the shell surface;
 β_φ meridional rotation, see 5.2.2;

(9) Shell dimensions:

d internal diameter of shell;
 L total length of the shell;
 l length of shell segment;
 l_g gauge length for measurement of imperfections;
 $l_{g\theta}$ gauge length in circumferential direction for measurement of imperfections;
 l_{gw} gauge length across welds for measurement of imperfections;
 l_{gx} gauge length in meridional direction for measurement of imperfections;
 l_R limited length of shell for buckling strength assessment;
 r radius of the middle surface, normal to the axis of revolution;
 t thickness of shell wall;
 t_{\max} maximum thickness of shell wall at a joint;
 t_{\min} minimum thickness of shell wall at a joint;
 t_{ave} average thickness of shell wall at a joint;
 β apex half angle of cone;

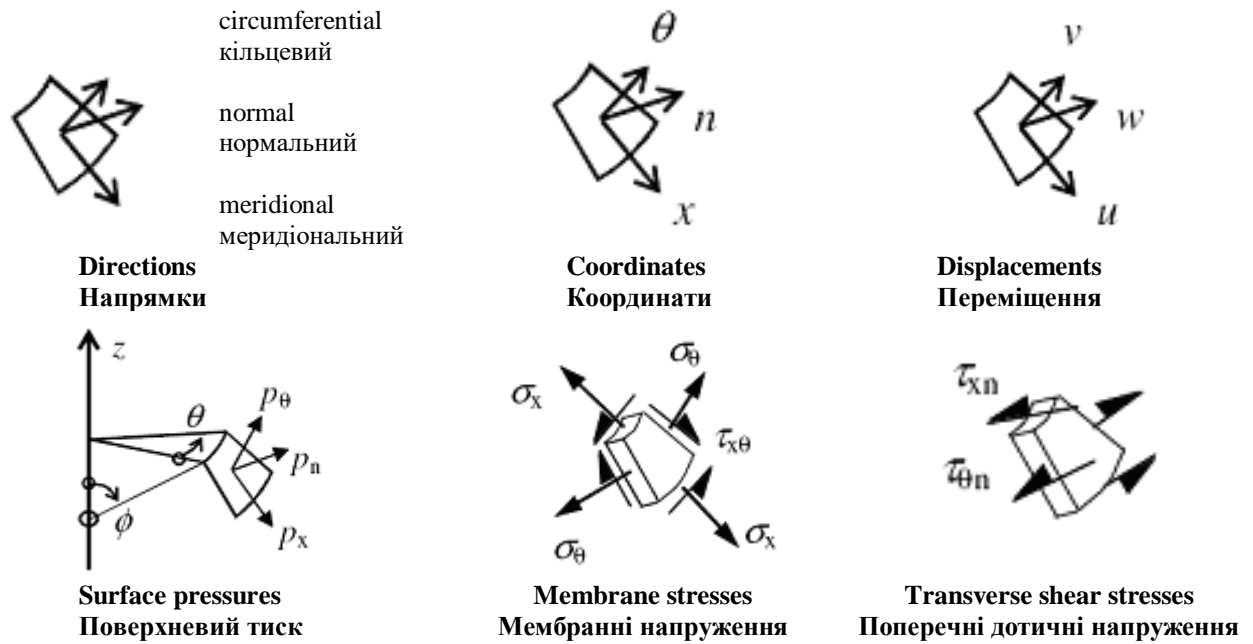


Рисунок 1.1 Позначення в оболонках повороту
Figure 1.1 Symbols in shells of revolution

(10) Допуски, див. 8.4:

e – ексцентриситет між серединними поверхнями пластин, що з'єднуються;
 U_e – параметр допуску випадкового ексцентриситету;
 U_r – параметр допуску відхилення від кола;
 U_n – вихідний параметр величини вм'ятин для чисельних розрахунків;
 U_0 – вихідний параметр допуску на вм'ятини;
 Δw_0 – допуск, перпендикулярний до поверхні оболонки.

(10) Tolerances, see 8.4:

e eccentricity between the middle surfaces of joined plates;
 U_e accidental eccentricity tolerance parameter;
 U_r out-of-roundness tolerance parameter;
 U_n initial dimple imperfection amplitude parameter for numerical calculations;
 U_0 initial dimple tolerance parameter;
 Δw_0 tolerance normal to the shell surface;

(11) Властивості матеріалів:

E – модуль Юнга;
 f_{eq} – еквівалентна міцність за Мізесом;
 f_y – межа текучості;
 f_u – межа міцності;
 ν – коефіцієнт Пуассона.

(11) Properties of materials:

E Young's modulus of elasticity;
 f_{eq} von Mises equivalent strength;
 f_y yield strength;
 f_u ultimate strength;
 ν Poisson's ratio;

(12) Параметри міцності:

C – коефіцієнт міцності на повздовжній згин;
 D – коефіцієнт накопичених пошкоджень при втомі;
 F – узагальнена дія;
 F_{Ed} – дія на всю конструкцію відповідно до розрахункової ситуації (розрахункові значення);

(12) Parameters in strength assessment:

C coefficient in buckling strength assessment;
 D cumulative damage in fatigue assessment;
 F generalised action;
 F_{Ed} action set on a complete structure corresponding to a design situation (design values);

F_{Rd} – обчислені значення дій за умови максимального опору конструкції (розрахункові значення);

r_{Rk} – характеристичний відносний коефіцієнт опору (використовується з нижніми індексами для визначення базису); визначається як відношення (F_{Rk}/F_{Ed});

r_{Rpl} – відносний пластичний коефіцієнт опору (визначається як коефіцієнт запасу до розрахункових навантажень із застосуванням розрахунку MNA);

r_{Rcr} – критичний коефіцієнт опору втраті загальної стійкості (визначається як коефіцієнт запасу до розрахункових навантажень із застосуванням розрахунку LBA).

ПРИМІТКА. З метою відповідності позначень у тексті стандарту EN 1993 як символ відносного коефіцієнта опору використовується r_{Ri} замість символу R_{Ri} . Проте, щоб уникнути неправильного тлумачення, необхідно відзначити, що символ R_{Ri} широко використовується у сфері проектування оболонкових конструкцій.

k – калібрувальний коефіцієнт для нелінійних розрахунків;

k – ступінь взаємодії у виразах взаємодії міцності на повздовжній згин;

n – кількість циклів навантаження;

α – коефіцієнт ослаблення пружного опору при оцінюванні міцності на повздовжній згин;

β – коефіцієнт впливу пластичності при втраті загальної стійкості;

γ – частковий коефіцієнт;

Δ – діапазон параметра за наявності змінних або циклічних дій;

ϵ_p – пластична деформація;

η – показник ступеня у рівнянні взаємодії загальної стійкості;

$\bar{\lambda}$ – відносна гнучкість оболонки;

$\bar{\lambda}_{ov}$ – загальна відносна гнучкість усієї оболонки (декілька сегментів);

$\bar{\lambda}_0$ – відносна гнучкість за межею зминання (значення $\bar{\lambda}$, вище якого відбувається ослаблення опору внаслідок нестійкості або зміни геометрії);

$\bar{\lambda}_p$ – відносна гнучкість за межею пластичності (значення $\bar{\lambda}$, нижче якого пластичність починає впливати на стійкість);

ω – параметр відносної довжини оболонки;

F_{Rd} calculated values of the action set at the maximum resistance condition of the structure (design values);

r_{Rk} characteristic reference resistance ratio (used with subscripts to identify the basis); defined as the ratio (F_{Rk}/F_{Ed});

r_{Rpl} plastic reference resistance ratio (defined as a load factor on design loads using MNA analysis);

r_{Rcr} critical buckling resistance ratio (defined as a load factor on design loads using LBA analysis);

NOTE: For consistency of symbols throughout the EN 1993 the symbol for the reference resistance ratio r_{Ri} is used instead of the symbol R_{Ri} . However, in order to avoid misunderstanding, it needs to be noted here that the symbol R_{Ri} is widely used in the expert field of shell structure design.

k calibration factor for nonlinear analyses;

k power of interaction expressions in buckling strength interaction expressions;

n number of cycles of loading;

α elastic imperfection reduction factor in buckling strength assessment;

β plastic range factor in buckling interaction;

γ partial factor;

Δ range of parameter when alternating or cyclic actions are involved;

ϵ_p plastic strain;

η interaction exponent for buckling;

$\bar{\lambda}$ relative slenderness of shell;

$\bar{\lambda}_{ov}$ overall relative slenderness for the complete shell (multiple segments);

$\bar{\lambda}_0$ squash limit relative slenderness (value of $\bar{\lambda}$ above which resistance reductions due to instability or change of geometry occur);

$\bar{\lambda}_p$ plastic limit relative slenderness (value of $\bar{\lambda}$ below which plasticity affects the stability);

ω relative length parameter for shell;

χ – коефіцієнт ослаблення загальної стійкості для пружно-пластичних ефектів при оцінюванні міцності на повздовжній згин;

χ_{ov} – загальний коефіцієнт ослаблення опору загальної стійкості для всієї оболонки.

(13) Нижні індекси:

E – значення напруження або переміщення (в залежності від розрахункових умов);

F – вплив, дія;

M – матеріал;

R – опір;

c_r – критичне значення, що викликає втрату стійкості;

d – розрахункове значення;

i_{int} – внутрішній;

k – характеристичне значення;

max – максимальне значення;

min – мінімальне значення;

nom – номінальне значення;

p_l – пластичне значення;

u – межа міцності;

y – межа текучості.

(14) Додаткові позначення пояснюються там, де згадуються вперше.

1.5 ПРАВИЛА ЗНАКІВ

(1) Напрямок назовні додатній: внутрішній тиск додатній, зміщення назовні додатнє, за винятком випадків, зазначених у (4)

(2) Розтягувальні напруження додатні, за винятком випадків, зазначених у (4).

ПРИМІТКА. Стискування вважається додатнім в EN 1993-1-1.

(3) Додатній напрям дотичних напружень показано на рисунку 1.1 і D.1.

(4) Для спрощення в розділі 8 і Додатку D, стискальні напруження вважаються додатніми. У цих випадках зовнішній тиск і внутрішній тиск вважаються додатніми при їх виникненні.

χ buckling reduction factor for elastic-plastic effects in buckling strength assessment;

χ_{ov} overall buckling resistance reduction factor for complete shell

(13) Subscripts:

E value of stress or displacement (arising from design actions);

F actions;

M material;

R resistance;

c_r critical buckling value;

d design value;

i_{int} internal;

k characteristic value;

max maximum value;

min minimum value;

nom nominal value;

p_l plastic value;

u ultimate;

y yield.

(14) Further symbols are defined where they first occur.

1.5 SIGN CONVENTIONS

(1) Outward direction positive: internal pressure positive, outward displacement positive, except as noted in (4).

(2) Tensile stresses positive, except as noted in (4).

NOTE: Compression is treated as positive in EN 1993-1-1.

(3) Shear stresses positive as shown in figures 1.1 and D.1.

(4) For simplicity, in section 8 and Annex D, compressive stresses are treated as positive. For these cases, both external pressures and internal pressures are treated as positive where they occur.

2 ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ

2.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

(1)П Вихідні дані для проектування повинні відповідати EN 1990 і містити наступні доповнення.

(2) Зокрема, оболонка має бути запроектована так, щоб вона витримувала всі впливи і відповідала наступним вимогам:

- загальна рівновага;
- рівновага між впливами і внутрішніми зусиллями і моментами, див. розділи 6 і 8;
- обмеження тріщин унаслідок циклічного наростання пластичної деформації, див. розділ 7;
- обмеження тріщин унаслідок втоми, див. розділ 9.

(3) Проектування оболонки повинне відповідати вимогам експлуатаційної придатності, встановленим у відповідному прикладному стандарті (EN 1993 частини 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3).

(4) Пропорції оболонки можна визначити, проектуючи на основі випробувань. Коли це доцільно, вимоги встановлюються у відповідному прикладному стандарті (EN 1993 частини 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3).

(5) Всі впливи повинні враховуватися з використанням їх розрахункових значень відповідно до EN 1991 і EN 1993 частини 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3, залежно від ситуації.

2.2 ВИДИ РОЗРАХУНКУ

2.2.1 Загальні положення

(1) Залежно від граничного стану за несучою здатністю та інших чинників слід використовувати один або декілька наступних видів розрахунку, описаних в розділі 4:

- загальний розрахунок, див. 2.2.2;
- розрахунок за мембранною теорією, див. 2.2.3;
- лінійно-пружний розрахунок оболонки, див. 2.2.4;

2 BASIS OF DESIGN AND MODELLING

2.1 GENERAL

(1)P The basis of design shall be in accordance with EN 1990, as supplemented by the following.

(2) In particular, the shell should be designed in such a way that it will sustain all actions and satisfy the following requirements:

- overall equilibrium;
- equilibrium between actions and internal forces and moments, see sections 6 and 8;
- limitation of cracks due to cyclic plastification, see section 7;
- limitation of cracks due to fatigue, see section 9.

(3) The design of the shell should satisfy the serviceability requirements set out in the appropriate application standard (EN 1993 Parts 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3).

(4) The shell may be proportioned using design assisted by testing. Where appropriate, the requirements are set out in the appropriate application standard (EN 1993 Parts 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3).

(5) All actions should be introduced using their design values according to EN 1991 and EN 1993 Parts 3.1, 3.2, 4.1, 4.2, 4.3 as appropriate.

2.2 TYPES OF ANALYSIS

2.2.1 General

(1) One or more of the following types of analysis should be used as detailed in section 4, depending on the limit state and other considerations:

- Global analysis, see 2.2.2;
- Membrane theory analysis, see 2.2.3;
- Linear elastic shell analysis, see 2.2.4;

- лінійно-пружний розрахунок біфуркації, див. 2.2.5;
- геометрично нелінійний пружний розрахунок, див. 2.2.6;
- фізично нелінійний розрахунок, див. 2.2.7;
- геометрично і фізично нелінійний розрахунок, див. 2.2.8;
- геометрично нелінійний пружний розрахунок із врахуванням дефектів, див. 2.2.9;
- геометрично і фізично нелінійний розрахунок із врахуванням дефектів, див. 2.2.10.

2.2.2 Загальний розрахунок

(1) Виконуючи загальний розрахунок, для деяких частин конструкції можна використовувати спрощені схеми.

2.2.3 Розрахунок за мембранною теорією

(1) Розрахунок за мембранною теорією слід виконувати з дотриманням наступних умов:

- граничні умови є придатними для перетворення напружень в оболонці в реакції опор, без появи значних згинальних ефектів;
- геометрія оболонки плавно змінює форму (без розривів);
- навантаження розподілені плавно (без навантажень, зосереджених в одному місці або точці).

(2) Розрахунок за мембранною теорією не обов'язково має задовольняти умови сумісності деформацій на границях між сегментами оболонки різної форми або сегментами оболонки, на які діють різні навантаження. Проте результуюче поле мембранних зусиль відповідає вимогам первинного напруження (LS1).

2.2.4 Лінійно-пружний розрахунок оболонки (LA)

(1) Лінеаризована теорія базується на припущеннях щодо лінійно-пружних характеристик матеріалу і лінійної теорії малих деформацій, згідно з якою зберігається передбачувана геометрія недеформованої конструкції.

Linear elastic bifurcation analysis, see 2.2.5;

Geometrically nonlinear elastic analysis, see 2.2.6;

Materially nonlinear analysis, see 2.2.7;

Geometrically and materially nonlinear analysis, see 2.2.8;

Geometrically nonlinear elastic analysis with imperfections included, see 2.2.9;

Geometrically and materially nonlinear analysis with imperfections included, see 2.2.10.

2.2.2 Global analysis

(1) In a global analysis simplified treatments may be used for certain parts of the structure.

2.2.3 Membrane theory analysis

(1) A membrane theory analysis should only be used provided that the following conditions are met:

- the boundary conditions are appropriate for transfer of the stresses in the shell into support reactions without causing significant bending effects;
- the shell geometry varies smoothly in shape (without discontinuities);
- the loads have a smooth distribution (without locally concentrated or point loads).

(2) A membrane theory analysis does not necessarily fulfil the compatibility of deformations at boundaries or between shell segments of different shape or between shell segments subjected to different loading. However, the resulting field of membrane forces satisfies the requirements of primary stresses (LS1).

2.2.4 Linear elastic shell analysis (LA)

(1) The linearity of the theory results from the assumptions of a linear elastic material law and the linear small deflection theory. Small deflection theory implies that the assumed geometry remains that of the undeformed structure.

(2) Розрахунок LA задовольняє умови сумісності в деформаціях і рівновазі. Результуюче поле мембранного і згинального напружень відповідає вимогам суми первинного і вторинного напружень (LS2 і LS4).

2.2.5 Лінійно-пружний розрахунок біфуркації (LBA)

(1) Дотримуються умови 2.2.4, що стосуються припущень відносно матеріалу та геометрії. Проте, цей лінійний розрахунок біфуркації дає найменше власне значення, при якому можлива втрата загальної стійкості оболонки при різних формах деформації, припускаючи відсутність зміни геометрії, відсутність зміни напряму дії навантажень і відсутність погіршення властивостей матеріалу. Жодні дефекти не враховуються. Результатом цього розрахунку є пружний критичний опір втраті загальної стійкості r_{Rcr} , див. 8.6 і 8.7 (LS3).

2.2.6 Геометрично нелінійний пружний розрахунок (GNA)

(1) Розрахунок GNA задовольняє умови рівноваги і сумісності деформацій і враховує зміну геометрії конструкції, спричинену навантаженням. Результуюче поле напружень збігається з визначенням суми первинних і вторинних напружень (LS2).

(2) Якщо в будь-якій частині оболонки переважає стискальне або дотичне напруження, розрахунок GNA визначає навантаження, що викликає пружну втрату стійкості ідеальної конструкції, включаючи зміни геометрії, що може бути корисним при перевірці граничного стану за несучою здатністю LS3, див. 8.7.

(3) Якщо цей розрахунок використовується для оцінки навантаження, що спричиняє втрату загальної стійкості, то необхідно перевірити власні значення системи, щоб переконатися, що числовим методом під час навантаження не вдасться виявити біфуркацію.

(2) An LA analysis satisfies compatibility in the deformations as well as equilibrium. The resulting field of membrane and bending stresses satisfy the requirements of primary plus secondary stresses (LS2 and LS4).

2.2.5 Linear elastic bifurcation analysis (LBA)

(1) The conditions of 2.2.4 concerning the material and geometric assumptions are met. However, this linear bifurcation analysis obtains the lowest eigenvalue at which the shell may buckle into a different deformation mode, assuming no change of geometry, no change in the direction of action of the loads, and no material degradation. Imperfections of all kinds are ignored. This analysis provides the elastic critical buckling resistance r_{Rcr} , see 8.6 and 8.7 (LS3).

2.2.6 Geometrically nonlinear elastic analysis (GNA)

(1) A GNA analysis satisfies both equilibrium and compatibility of the deflections under conditions in which the change in the geometry of the structure caused by loading is included. The resulting field of stresses matches the definition of primary plus secondary stresses (LS2).

(2) Where compression or shear stresses are predominant in some part of the shell, a GNA analysis delivers the elastic buckling load of the perfect structure, including changes in geometry, that may be of assistance in checking the limit state LS3, see 8.7.

(3) Where this analysis is used for a buckling load evaluation, the eigenvalues of the system must be checked to ensure that the numerical process does not fail to detect a bifurcation in the load path.

2.2.7 Фізично нелінійний розрахунок (MNA)

(1) Результатом розрахунку MNA є граничне пластичне навантаження, що може мати вигляд підвищувального коефіцієнта r_{Rpl} , до розрахункового значення навантажень F_{Ed} . Цей розрахунок визначає пластичний номінальний коефіцієнт опору r_{Rpl} , що використовується в 8.6 і 8.7.

(2) Розрахунок MNA можна використовувати для перевірки граничного стану за несучою здатністю LS1.

(3) Розрахунок MNA можна використовувати для знаходження приросту пластичної деформації $\Delta\varepsilon$ протягом одного циклу навантаження, яке може бути використане для перевірки граничного стану за несучою здатністю LS2.

2.2.8 Геометрично і фізично нелінійний розрахунок (GMNA)

(1) Результатом розрахунку GMNA, як і в 2.2.7, є геометрично нелінійне граничне пластичне навантаження для ідеальної конструкції і приріст пластичної деформації, які можна використовувати для перевірки граничних станів за несучою здатністю LS1 і LS2.

(2) Якщо в будь-якій частині оболонки переважає стискальне або дотичне напруження, розрахунок GMNA дає навантаження, при якому відбувається втрата пружно-пластичної загальної стійкості ідеальної конструкції, що може бути корисним при перевірці граничного стану за несучою здатністю LS3, див. 8.7.

(3) Якщо цей розрахунок використовується для оцінки критичного повздовжнього навантаження, то необхідно перевірити власні значення системи, щоб переконатися, що чисельним методом не вдасться виявити біфуркацію протягом збільшення навантаження.

2.2.7 Materially nonlinear analysis (MNA)

(1) The result of an MNA analysis gives the plastic limit load, which can be interpreted as a load amplification factor r_{Rpl} on the design value of the loads F_{Ed} . This analysis provides the plastic reference resistance ratio r_{Rpl} used in 8.6 and 8.7.

(2) An MNA analysis may be used to verify limit state LS1.

(3) An MNA analysis may be used to give the plastic strain increment $\Delta\varepsilon$ during one cycle of cyclic loading that may be used to verify limit state LS2.

2.2.8 Geometrically and materially nonlinear analysis (GMNA)

(1) The result of a GMNA analysis, analogously to 2.2.7, gives the geometrically nonlinear plastic limit load of the perfect structure and the plastic strain increment, that may be used for checking the limit states LS1 and LS2.

(2) Where compression or shear stresses are predominant in some part of the shell, a GMNA analysis gives the elasto-plastic buckling load of the perfect structure, that may be of assistance in checking the limit state LS3, see 8.7.

(3) Where this analysis is used for a buckling load evaluation, the eigenvalues of the system should be checked to ensure that the numerical process does not fail to detect a bifurcation in the load path.

2.2.9 Геометрично нелінійний пружний розрахунок із врахуванням дефектів (GNIA)

(1) Розрахунок GNIA використовується у разі, якщо в оболонці переважають стискальні або дотичні напруження. Він визначає навантаження, що призводить до пружної втрати загальної стійкості неідеальної конструкції, які можуть бути використані при перевірці граничного стану за несучою здатністю LS3, див. 8.7.

(2) Якщо цей розрахунок використовується для оцінки критичного повздовжнього навантаження (LS3), то слід перевірити власні значення системи, щоб переконатися, що числовим методом під час навантаження не вдасться виявити біфуркацію. Необхідно перевірити, чи місцеві напруження не перевищують значень, при яких нелінійність матеріалу може вплинути на поведінку.

2.2.10 Геометрично і фізично нелінійний розрахунок із врахуванням дефектів (GMNIA)

(1) Розрахунок GMNIA використовується у разі, якщо в оболонці переважає стискальне або дотичне напруження. Він визначає навантаження, що призводять до втрати пружно-пластичної стійкості «реальної» неідеальної конструкції, які можна використовувати для перевірки граничного стану за несучою здатністю LS3, див. 8.7.

(2) Якщо цей розрахунок використовується для оцінки критичного повздовжнього навантаження, то слід перевірити власні значення системи, щоб переконатися, що числовим методом під час навантаження не вдасться виявити біфуркацію.

(3) Якщо цей розрахунок використовується для критичного повздовжнього навантаження, то завжди слід додатково виконати розрахунок GMNA ідеальної оболонки, з метою визначення чутливості до дефектів конструктивної системи.

2.2.9 Geometrically nonlinear elastic analysis with imperfections included (GNIA)

(1) A GNIA analysis is used in cases where compression or shear stresses dominate in the shell. It delivers elastic buckling loads of the imperfect structure, that may be of assistance in checking the limit state LS3, see 8.7.

(2) Where this analysis is used for a buckling load evaluation (LS3), the eigenvalues of the system should be checked to ensure that the numerical process does not fail to detect a bifurcation in the load path. Care must be taken to ensure that the local stresses do not exceed values at which material nonlinearity may affect the behaviour.

2.2.10 Geometrically and materially nonlinear analysis with imperfections included (GMNIA)

(1) A GMNIA analysis is used in cases where compression or shear stresses are dominant in the shell. It delivers elasto-plastic buckling loads for the "real" imperfect structure, that may be used for checking the limit state LS3, see 8.7.

(2) Where this analysis is used for a buckling load evaluation, the eigenvalues of the system should be checked to ensure that the numerical process does not fail to detect a bifurcation in the load path.

(3) Where this analysis is used for a buckling load evaluation, an additional GMNA analysis of the perfect shell should always be conducted to ensure that the degree of imperfection sensitivity of the structural system is identified.

2.3 ГРАНИЧНІ УМОВИ ОБОЛОНКИ

(1) Граничні умови, які використовуються у проектному розрахунку, повинні гарантувати отримання реалістичної або консервативної моделі конструкції. Особливу увагу слід приділити як обмеженню зміщень, перпендикулярних до стінки оболонки (прогинів), так і обмеженню зсувів у площині стінки оболонки (меридіональних і колових), оскільки вони суттєво впливають на міцність і опір втраті загальної стійкості оболонки.

(2) При розрахунках втрати загальної стійкості (власних значень) оболонки (граничний стан за несучою здатністю LS3) визначення граничних умов повинне відноситися до приростів переміщень у процесі втрати загальної стійкості, а не до загальних переміщень, спричинених прикладеними навантаженнями до втрати загальної стійкості.

(3) Граничні умови для постійно опертого нижнього краю оболонки повинні прийматися з урахуванням можливого місцевого піднімання оболонки.

(4) Поворот краю оболонки β_ϕ слід особливо враховувати в коротких оболонках і при розрахунку вторинного напруження у більш довгих оболонках (відповідно до граничних станів за несучою здатністю LS2 і LS4).

(5) Граничні умови, встановлені 5.2.2, слід використовувати при комп'ютерних розрахунках і при виборі виразів із Додатків А – Д.

(6) Конструкція з'єднання між сегментами оболонки повинна гарантувати виконання припущень стосовно граничних умов, прийнятих при проектуванні окремих сегментів оболонки.

2.3 SHELL BOUNDARY CONDITIONS

(1) The boundary conditions assumed in the design calculation should be chosen in such a way as to ensure that they achieve a realistic or conservative model of the real construction. Special attention should be given not only to the constraint of displacements normal to the shell wall (deflections), but also to the constraint of the displacements in the plane of the shell wall (meridional and circumferential) because of the significant effect these have on shell strength and buckling resistance.

(2) In shell buckling (eigenvalue) calculations (limit state LS3), the definition of the boundary conditions should refer to the incremental displacements during the buckling process, and not to total displacements induced by the applied actions before buckling.

(3) The boundary conditions at a continuously supported lower edge of a shell should take into account whether local uplifting of the shell is prevented or not.

(4) The shell edge rotation β_ϕ should be particularly considered in short shells and in the calculation of secondary stresses in longer shells (according to the limit states LS2 and LS4).

(5) The boundary conditions set out in 5.2.2 should be used in computer analyses and in selecting expressions from Annexes A to D.

(6) The structural connections between shell segments at a junction should be such as to ensure that the boundary condition assumptions used in the design of the individual shell segments are satisfied.

3 МАТЕРІАЛИ І ГЕОМЕТРІЯ

3.1 ВЛАСТИВОСТІ МАТЕРІАЛІВ

(1) Властивості сталей приймаються згідно з відповідним прикладним стандартом.

(2) Якщо використовуються матеріали з нелінійними характеристиками залежності «напруження-деформація» і в рамках проектування за напруженнями виконується розрахунок втрати загальної стійкості (див. 8.5), вихідне тангенціальне значення модуля Юнга E слід замінити пониженим значенням. За відсутності кращого методу слід використовувати січний модуль за умовної 0,2 %-ї межі текучості при оцінці пружного критичного навантаження або пружного критичного напруження.

(3) При загальному чисельному розрахунку з використанням нелінійності матеріалу слід використовувати умовну 0,2 %-ву межу текучості для подання межі текучості f_y у всіх відповідних виразах. Характеристика «напруження-деформація» приймається за EN 1993-1-5 Додаток C для вуглецевих сталей і за EN 1993-1-4 Додаток C для неіржавіючих сталей.

(4) Властивості матеріалу є постійними для температур, що не перевищують 150 °C.

ПРИМІТКА. В Національному додатку може міститися інформація про властивості матеріалів при температурах, що перевищують 150 °C.

3.2 Розрахункові значення геометричних характеристик

(1) Товщину оболонки t слід приймати згідно з відповідним прикладним стандартом. Якщо такий стандарт відсутній, слід використовувати номінальну товщину стінки, зменшену на задану величину втрати від корозії.

(2) Діапазони товщини, в межах якої можливе дотримання правил даного стандарту, визначені у відповідних частинах EN 1993.

(3) Серединну поверхню оболонки слід приймати як базову поверхню для навантажень.

3 MATERIALS AND GEOMETRY

3.1 MATERIAL PROPERTIES

(1) The material properties of steels should be obtained from the relevant application standard.

(2) Where materials with nonlinear stress-strain curves are involved and a buckling analysis is carried out under stress design (see 8.5), the initial tangent value of Young's modulus E should be replaced by a reduced value. If no better method is available, the secant modulus at the 0,2% proof stress should be used when assessing the elastic critical load or elastic critical stress.

(3) In a global numerical analysis using material nonlinearity, the 0,2% proof stress should be used to represent the yield stress f_y in all relevant expressions. The stress-strain curve should be obtained from EN 1993-1-5 Annex C for carbon steels and EN 1993-1-4 Annex C for stainless steels.

(4) The material properties apply to temperatures not exceeding 150 °C.

NOTE: The national annex may give information about material properties at temperatures exceeding 150°C.

3.2 Design values of geometrical data

(1) The thickness t of the shell should be taken as defined in the relevant application standard. If no application standard is relevant, the nominal thickness of the wall, reduced by the prescribed value of the corrosion loss, should be used.

(2) The thickness ranges within which the rules of this Standard may be applied are defined in the relevant EN 1993 application parts.

(3) The middle surface of the shell should be taken as the reference surface for loads.

(4) Радіус r оболонки слід приймати як номінальний радіус середньої поверхні оболонки, виміряний перпендикулярно до осі повороту.

(5) Правила проектування щодо втрати загальної стійкості, приведені в даному стандарті, не слід застосовувати у випадку, коли відношення r/t виходять за межі, що встановлені в розділі 8, або за Додатком D, або у відповідних частинах EN 1993.

3.3 ГЕОМЕТРИЧНІ ДОПУСКИ І ГЕОМЕТРИЧНІ ДЕФЕКТИ

(1) Величини допусків на відхилення геометрії поверхні оболонки від номінальних значень визначені у виконавчих стандартах згідно з вимогами експлуатаційної придатності. Суттєвими показниками є:

- некруглість (відхилення від круглої форми);
- ексцентриситети (відхилення середньої поверхні в напрямі, перпендикулярному до поверхні оболонки внаслідок недосконалого з'єднання між пластинами);
- місцеві вм'ятини (місцеві відхилення від номінальної середньої поверхні у напрямі її нормалі).

ПРИМІТКА. Вимоги до виконання встановлені в EN 1090, але більш повний опис цих допусків приведений тут через критичну залежність між формою допуску, його величиною і оцінювальним опором конструкції оболонки.

(2) Якщо граничний стан втрати загальної стійкості (LS3, як описано в 4.1.3) є несучою здатністю, то мають бути враховані до уваги додаткові геометричні допуски, які відносяться до втрати загальної стійкості, щоб геометричні дефекти залишалися в заданих межах. Геометричні допуски, що відносяться до втрати загальної стійкості, кількісно визначаються в розділі 8 або у відповідних частинах EN 1993.

(3) Розрахункові значення для відхилень геометрії поверхні оболонки від номінальної геометрії, як вимагається для допустимих геометричних дефектів (загальні дефекти або місцеві дефекти) при проектуванні щодо втрати загальної стійкості шляхом загального розрахунку GMNIA (див. 8.7), отримують із заданих геометричних допусків. Відповідні правила приведені в 8.7 або у відповідних частинах EN 1993.

(4) The radius r of the shell should be taken as the nominal radius of the middle surface of the shell, measured normal to the axis of revolution.

(5) The buckling design rules of this Standard should not be applied outside the ranges of the r/t ratio set out in section 8 or Annex D or in the relevant EN 1993 application parts.

3.3 GEOMETRICAL TOLERANCES AND GEOMETRICAL IMPERFECTIONS

(1) Tolerance values for the deviations of the geometry of the shell surface from the nominal values are defined in the execution standards due to the requirements of serviceability. Relevant items are:

- out-of-roundness (deviation from circularity),
- eccentricities (deviations from a continuous middle surface in the direction normal to the shell across the junctions between plates),

local dimples (local normal deviations from the nominal middle surface).

NOTE: The requirements for execution are set out in EN 1090, but a fuller description of these tolerances is given here because of the critical relationship between the form of the tolerance measure, its amplitude and the evaluated resistance of the shell structure.

(2) If the limit state of buckling (LS3, as described in 4.1.3) is one of the ultimate limit states to be considered, additional buckling-relevant geometrical tolerances have to be observed in order to keep the geometrical imperfections within specified limits. These buckling-relevant geometrical tolerances are quantified in section 8 or in the relevant EN 1993 application parts.

(3) Calculation values for the deviations of the shell surface geometry from the nominal geometry, as required for geometrical imperfection assumptions (overall imperfections or local imperfections) for the buckling design by global GMNIA analysis (see 8.7), should be derived from the specified geometrical tolerances. Relevant rules are given in 8.7 or in relevant EN 1993 application parts.

4 ГРАНИЧНІ СТАНИ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ В СТАЛЕВИХ ОБОЛОНКАХ

4.1 ГРАНИЧНІ СТАНИ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ, ЩО ПОВИННІ РОЗГЛЯДАТИСЯ

4.1.1 LS1: Межа текучості

(1) Як граничний стан несучої здатності на межі пластичності приймається стан, при якому здатність конструкції протистояти впливам на неї вичерпана пластичністю матеріалу. Опір, який створюється конструкцією в граничному стані щодо пластичності, можна визначити у вигляді навантаження пластичного руйнування, отриманого на основі теорії малих переміщень.

(2) Граничний стан несучої здатності розриву при розтягу приймається як стан, при якому переріз бругто стінки оболонки піддається руйнуванню внаслідок розтягу, що призводить до поділу оболонки на дві частини.

(3) За відсутності кріпильних отворів можна вважати, що перевірка граничного стану несучої здатності розриву при розтягу охоплюється перевіркою граничного стану щодо пластичності. У разі, якщо зустрічаються отвори під кріпильні вироби, слід додатково виконати перевірку у відповідності з 6.2 стандарту EN 1993-1-1.

(4) При перевірці граничного стану несучої здатності щодо пластичності можна передбачити пластичну або частково пластичну поведінку конструкції (тобто положеннями про пружну сумісність можна знехтувати).

ПРИМІТКА. Основною характеристикою цього граничного стану є те, що сприйняте навантаження або дії (опір) не можуть бути збільшені без значної зміни геометрії конструкції або деформаційного зміцнення матеріалу.

(5) При перевірці LS1 слід враховувати всі відповідні комбінації навантажень.

4 ULTIMATE LIMIT STATES IN STEEL SHELLS

4.1 ULTIMATE LIMIT STATES TO BE CONSIDERED

4.1.1 LS1: Plastic limit

(1) The limit state of the plastic limit should be taken as the condition in which the capacity of the structure to resist the actions on it is exhausted by yielding of the material. The resistance offered by the structure at the plastic limit state may be derived as the plastic collapse load obtained from a mechanism based on small displacement theory.

(2) The limit state of tensile rupture should be taken as the condition in which the shell wall experiences gross section tensile failure, leading to separation of the two parts of the shell.

(3) In the absence of fastener holes, verification at the limit state of tensile rupture may be assumed to be covered by the check for the plastic limit state. However, where holes for fasteners occur, a supplementary check in accordance with 6.2 of EN 1993-1-1 should be carried out.

(4) In verifying the plastic limit state, plastic or partially plastic behaviour of the structure may be assumed (i.e. elastic compatibility considerations may be neglected).

NOTE: The basic characteristic of this limit state is that the load or actions sustained (resistance) cannot be increased without exploiting a significant change in the geometry of the structure or strain-hardening of the material.

(5) All relevant load combinations should be accounted for when checking LS1.

(6) Для перевірки LS1 при обчисленні розрахункового напруження і рівнодіючого напруження слід використовувати один або декілька наступних методів розрахунку (див. 2.2):

- мембранна теорія;
- вирази в Додатках А та В;
- лінійно-пружний розрахунок (LA);
- фізично нелінійний розрахунок (MNA);
- геометрично і фізично нелінійний розрахунок (GMNA).

4.1.2 LS2: Циклічна пластичність

(1) Як граничний стан несучої здатності при циклічній пластичності приймається стан, при якому повторювані цикли прикладання і зняття навантаження викликають пластичну деформацію розтягування і стиснення в одній і тій же точці, піддаючи конструкцію повторному пластичному деформуванню, що в результаті призводить до утворення місцевих тріщин через вичерпання здатності матеріалу до поглинання енергії.

ПРИМІТКА. Напруження, пов'язані з цим граничним станом, виникають при комбінації всіх впливів і умов сумісності для конструкції.

(2) При перевірці LS2 слід враховувати всі змінні впливи (такі як тимчасові навантаження і коливання температур), здатні викликати пластичні деформації, які, можливо, будуть повторюватися більше трьох циклів за термін служби конструкції.

(3) При перевірці цього граничного стану несучої здатності слід враховувати сумісність деформацій за пружних або пружно-пластичних умов.

(4) Для перевірки LS2 при обчисленні розрахункового і рівнодіючого напруження слід використовувати один або декілька наступних методів розрахунку (див. 2.2):

- вирази згідно з Додатком С;
- пружний розрахунок (LA або GNA);
- MNA або GMNA для визначення діапазону пластичних деформацій.

(5) Можна вважати, що малоциклічне втомне руйнування неможливе, якщо виконуються процедури, встановлені в даному стандарті.

(6) One or more of the following methods of analysis (see 2.2) should be used for the calculation of the design stresses and stress resultants when checking LS1:

- membrane theory;
- expressions in Annexes A and B;
- linear elastic analysis (LA);
- materially nonlinear analysis (MNA);
- geometrically and materially nonlinear analysis (GMNA).

4.1.2 LS2: Cyclic plasticity

(1) The limit state of cyclic plasticity should be taken as the condition in which repeated cycles of loading and unloading produce yielding in tension and in compression at the same point, thus causing plastic work to be repeatedly done on the structure, eventually leading to local cracking by exhaustion of the energy absorption capacity of the material.

NOTE: The stresses that are associated with this limit state develop under a combination of all actions and the compatibility conditions for the structure.

(2) All variable actions (such as imposed loads and temperature variations) that can lead to yielding, and which might be applied with more than three cycles in the life of the structure, should be accounted for when checking LS2.

(3) In the verification of this limit state, compatibility of the deformations under elastic or elastic-plastic conditions should be considered.

(4) One or more of the following methods of analysis (see 2.2) should be used for the calculation of the design stresses and stress resultants when checking LS2:

- expressions in Annex C;
- elastic analysis (LA or GNA);
- MNA or GMNA to determine the plastic strain range.

(5) Low cycle fatigue failure may be assumed to be prevented if the procedures set out in this standard are adopted.

4.1.3 LS3: Втрата загальної стійкості

(1) Як граничний стан несучої здатності при втраті загальної стійкості приймається стан, при якому у всій конструкції або її частині відбуваються різкі зміщення, перпендикулярні до поверхні оболонки, спричинені втратою стійкості під впливом стискальних мембранних або дотичних мембранних напружень у стінці оболонки, що призводить до неспроможності витримати збільшення рівнодіючого напруження та можливого повного руйнування конструкції.

(2) Для LS3 при обчисленні розрахункового напруження і рівнодіючого напруження слід використовувати один або декілька наступних методів розрахунку (див. 2.2):

- мембранна теорія лише для осесиметричних умов (виняток див. у відповідних частинах стандарту EN 1993);
- вирази згідно з Додатком А;
- лінійно-пружний розрахунок (LA), який є мінімальною вимогою для розрахунку напруження за загальних умов навантаження (за винятком випадків, коли з'єднання навантажень наведено згідно з Додатком А);
- лінійно-пружний розрахунок біфуркації (LBA), який потрібний для оболонок за загальних умов навантаження, якщо використовується критичний опір втрати загальної стійкості; фізично нелінійний розрахунок (MNA), який потрібний для оболонок за загальних умов навантаження, якщо використовується номінальний пластичний опір;
- GMNIA у поєднанні з MNA, LBA і GMNA з урахуванням відповідних дефектів і обчислених калібрувальних коефіцієнтів.

(3) При перевірці LS3 слід врахувати всі значущі комбінації навантажень, що викликають стискальне мембранне або дотичне мембранне напруження в оболонці.

(4) Оскільки міцність при граничному стані за несучою здатністю LS3 досить сильно залежить від якості конструкції, при оцінці міцності слід враховувати відповідні вимоги до допусків на виготовлення.

ПРИМІТКА. У розділі 8 приводяться три класи геометричних допусків, так звані «класи якості виготовлення».

4.1.3 LS3: Buckling

(1) The limit state of buckling should be taken as the condition in which all or part of the structure suddenly develops large displacements normal to the shell surface, caused by loss of stability under compressive membrane or shear membrane stresses in the shell wall, leading to inability to sustain any increase in the stress resultants, possibly causing total collapse of the structure.

(2) One or more of the following methods of analysis (see 2.2) should be used for the calculation of the design stresses and stress resultants when checking LS3:

- membrane theory for axisymmetric conditions only (for exceptions, see relevant application parts of EN 1993)
- expressions in Annex A;
- linear elastic analysis (LA), which is a minimum requirement for stress analysis under general loading conditions (unless the load case is given in Annex A);
- linear elastic bifurcation analysis (LBA), which is required for shells under general loading conditions if the critical buckling resistance is to be used;
- materially nonlinear analysis (MNA), which is required for shells under general loading conditions if the reference plastic resistance is to be used;
- GMNIA, coupled with MNA, LBA and GMNA, using appropriate imperfections and calculated calibration factors.

(3) All relevant load combinations causing compressive membrane or shear membrane stresses in the shell should be accounted for when checking LS3.

(4) Because the strength under limit state LS3 depends strongly on the quality of construction, the strength assessment should take account of the associated requirements for execution tolerances.

NOTE: For this purpose, three classes of geometrical tolerances, termed “fabrication quality classes” are given in section 8.

4.1.4 LA4: Втома

(1) Як граничний стан несучої здатності при втомі приймається стан, при якому повторювані цикли збільшення і зменшення напруження призводять до розвитку втомних тріщин.

(2) Для перевірки LS4 при обчисленні розрахункового напруження і рівнодіючого напруження слід використовувати наступні методи розрахунку (див. 2.2):

– вирази згідно з Додатком С при використанні коефіцієнтів концентрації напруження;
– пружний розрахунок (LA або GNA) при використанні коефіцієнтів концентрації напруження.

(3) При перевірці LS4 слід враховувати всі змінні дії, які будуть прикладені протягом більше ніж N_f циклів за розрахунковий термін служби конструкції згідно із значущим спектром дії в стандарті EN 1991 відповідно до прикладної частини EN 1993-3 або EN 1993-4.

ПРИМІТКА. У Національному додатку може бути передбачений вибір значення N_f . Пропонується значення $N_f = 10000$.

4.2 ПРИНЦИПИ ПРОЕКТУВАННЯ ОБОЛОНОК ЗА ГРАНИЧНИМИ СТАНАМИ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ

4.2.1 Загальні положення

(1) Перевірку граничного стану несучої здатності слід виконувати з використанням:

– проектування за напруженням;
– прямого проектування із застосуванням стандартних виразів;
– проектування за допомогою загального чисельного розрахунку (наприклад, за допомогою комп'ютерних програм, заснованих на методі скінченних елементів).

(2) Слід враховувати той факт, що пружно-пластична поведінка матеріалу, спричинена різними складовими напруження в оболонці, має різний вплив на режими руйнування несучої здатності. Тому складові напруження мають бути віднесені до категорій напружень із різними межами. Напруження, що

4.1.4 LS4: Fatigue

(1) The limit state of fatigue should be taken as the condition in which repeated cycles of increasing and decreasing stress lead to the development of a fatigue crack.

(2) The following methods of analysis (see 2.2) should be used for the calculation of the design stresses and stress resultants when checking LS4:

expressions in Annex C, using stress concentration factors;
elastic analysis (LA or GNA), using stress concentration factors.

(3) All variable actions that will be applied with more than N_f cycles in the design life time of the structure according to the relevant action spectrum in EN 1991 in accordance with the appropriate application part of EN 1993-3 or EN 1993-4, should be accounted for when checking LS4.

NOTE: The National Annex may choose the value of N_f . The value $N_f = 10000$ is recommended.

4.2 DESIGN CONCEPTS FOR THE LIMIT STATES DESIGN OF SHELLS

4.2.1 General

(1) The limit state verification should be carried out using one of the following:

stress design;
direct design by application of standard expressions;
design by global numerical analysis (for example, by means of computer programs such as those based on the finite element method).

(2) Account should be taken of the fact that elasto-plastic material responses induced by different stress components in the shell have different effects on the failure modes and the ultimate limit states. The stress components should therefore be placed in stress categories with different limits. Stresses

виникають для задоволення вимог рівноваги, слід вважати важливішими в порівнянні з напруженнями, викликаними сумісністю деформацій, перпендикулярних до оболонки. Можна вважати, що місцеві напруження, викликані ефектами надрізів у будівельних деталях, мають незначний вплив на опір статичним навантаженням.

(3) При проектуванні за напруженням слід розрізнити категорії первинних, вторинних і місцевих напружень. Первинні і вторинні напружені стани можуть бути замінені рівнодіючими напруженнями, коли це доцільно.

(4) При загальному розрахунку первинні і вторинні напружені стани слід замінити граничним навантаженням і діапазоном деформацій для циклічного навантаження.

(5) В цілому, можна припустити, що контроль початкових напружених станів LS1, LS3 строго залежить від первинних напружених станів, але може піддаватися впливу вторинних напружених станів, LS2 залежить від комбінації первинних і вторинних напружених станів, а місцеві напруження визначають LS4.

4.2.2 Проектування за напруженням

4.2.2.1 Загальні положення

(1) Якщо використовується проектування за напруженням, граничні стани несучої здатності слід оцінювати за трьома категоріями напружень: первинним, вторинним і місцевим. Розділення на категорії виконується, головним чином, за еквівалентною напругою Мізеса в точці, але оцінка напружень при втраті загальної стійкості не може виконуватися з використанням цього значення.

4.2.2.2 Первинні напруження

(1) Первинні напруження приймаються як напружений стан, необхідний для рівноваги з прикладеними навантаженнями. Їх можна обчислити за будь-якою реалістичною статично допустимою детермінованою системою. Граничний стан несучої здатності щодо пластичності (LS1) слід вважати досягненим,

that develop to meet equilibrium requirements should be treated as more significant than stresses that are induced by the compatibility of deformations normal to the shell. Local stresses caused by notch effects in construction details may be assumed to have a negligibly small influence on the resistance to static loading.

(3) The categories distinguished in the stress design should be primary, secondary and local stresses. Primary and secondary stress states may be replaced by stress resultants where appropriate.

(4) In a global analysis, the primary and secondary stress states should be replaced by the limit load and the strain range for cyclic loading.

(5) In general, it may be assumed that primary stress states control LS1, LS3 depends strongly on primary stress states but may be affected by secondary stress states, LS2 depends on the combination of primary and secondary stress states, and local stresses govern LS4.

4.2.2 Stress design

4.2.2.1 General

(1) Where the stress design approach is used, the limit states should be assessed in terms of three categories of stress: primary, secondary and local. The categorisation is performed, in general, on the von Mises equivalent stress at a point, but buckling stresses cannot be assessed using this value.

4.2.2.2 Primary stresses

(1) The primary stresses should be taken as the stress system required for equilibrium with the imposed loading. They may be calculated from any realistic statically admissible determinate system. The plastic limit state (LS1) should be deemed to be reached when the primary stress reaches the

якщо первинне напруження дійшло межі текучості по всій товщині стінки в достатній кількості точок, тому лише резерв деформаційного зміцнення або зміна геометрії викликають збільшення опору конструкції.

(2) Обчислення первинного напруження має бути засноване на будь-якій системі рівнодіючих напружень, що задовольняють вимоги рівноваги конструкції. При цьому можуть враховуватися переваги теорії пластичності. Як альтернативу, оскільки лінійно-пружний розрахунок задовольняє вимоги рівноваги, його оцінку також можна використовувати як надійне представлення граничного стану за несучою здатністю щодо пластичності (LS1). Можна застосовувати будь-який із методів розрахунку, наведеного в 5.3.

(3) Оскільки проектування за граничним станом щодо несучої здатності LS1 допускає повну пластифікацію поперечного перерізу, первинні напруження внаслідок згинальних моментів можуть бути враховані на підставі пластичного моменту опору перерізу, див. 6.2.1. Якщо має місце взаємодія між рівнодіючими напружень у поперечному перерізі, можна застосовувати правила взаємодії, засновані на критерії текучості Мізеса.

(4) Первинні напруження повинні обмежуватися розрахунковим значенням межі текучості, див. розділ 6 (LS1).

4.2.2.3 Вторинні напруження

(1) У статично невизначених конструкціях слід враховувати вторинні напруження, викликані внутрішньою сумісністю і сумісністю з граничними умовами, які обумовлені прикладеними навантаженнями або зміщеннями (температурою, попереднім напруженням, осіданням, усадкою).

ПРИМІТКА. При наближенні до умови текучості Мізеса зміщення конструкції зростають без подальшого збільшення напруженого стану.

(2) Якщо циклічні навантаження викликають пластичність, і проходить декілька циклів навантаження, слід розглядати можливість зменшення опору, викликаного вторинним напруженням. Якщо циклічні навантаження

yield strength throughout the full thickness of the wall at a sufficient number of points, such that only the strain hardening reserve or a change of geometry would lead to an increase in the resistance of the structure.

(2) The calculation of primary stresses should be based on any system of stress resultants, consistent with the requirements of equilibrium of the structure. It may also take into account the benefits of plasticity theory. Alternatively, since linear elastic analysis satisfies equilibrium requirements, its predictions may also be used as a safe representation of the plastic limit state (LS1). Any of the analysis methods given in 5.3 may be applied.

(3) Because limit state design for LS1 allows for full plastification of the cross-section, the primary stresses due to bending moments may be calculated on the basis of the plastic section modulus, see 6.2.1. Where there is interaction between stress resultants in the cross-section, interaction rules based on the von Mises yield criterion may be applied.

(4) The primary stresses should be limited to the design value of the yield strength, see section 6 (LS1).

4.2.2.3 Secondary stresses

(1) In statically indeterminate structures, account should be taken of the secondary stresses, induced by internal compatibility and compatibility with the boundary conditions that are caused by imposed loading or imposed displacements (temperature, prestressing, settlement, shrinkage).

NOTE: As the von Mises yield condition is approached, the displacements of the structure increase without further increase in the stress state.

(2) Where cyclic loading causes plasticity, and several loading cycles occur, consideration should be given to the possible reduction of resistance caused by the secondary stresses. Where the cyclic loading is

мають таку величину, що пластичні деформації виникають при максимальному навантаженні повторно при знятті навантаження, слід врахувати можливе руйнування внаслідок циклічної пластичності, пов'язаної з вторинним напруженням.

(3) Якщо обчислення напружень виконується з використанням лінійно-пружного розрахунку, який враховує всі суттєві умови відповідності (ефекти в місцях з'єднань, зміни товщини стінки тощо), то напруження, які лінійно змінюються по товщині, можуть бути прийняті у вигляді суми первинних і вторинних напружень і використані при оцінці за участі критерія текучості Мізеса, див. 6.2.

ПРИМІТКА. Вторинні напруження розглядають лише разом із первинними напруженнями.

(4) На вторинні напруження слід накласти наступні обмеження:

Сума первинних і вторинних напружень (у т.ч. згинальні) має бути обмежена величиною $2f_{yd}$ для стану циклічної пластичності (LS2: див. розділ 7).

Мембранна складова суми первинних і вторинних напружень має бути обмежена розрахунковим опором втраті загальної стійкості (LS3: див. розділ 8).

Сума первинних і вторинних напружень (у т.ч. згинальні) має бути обмежена опором втоми (LS4: див. розділ 9).

4.2.2.4 Місцеві напруження

(1) При оцінці втоми (LS4) слід враховувати локальні напруження, пов'язані з концентраторами напружень у стінці оболонки в результаті місцевих ефектів (надрізів, отворів, зварних швів, ступінчастих стінок, кріплень і з'єднань).

(2) Для будівельних деталей, приведених у стандарті EN 1993-1-9, проектування за втомою може бути засноване на номінальних лінійно-пружних напруженнях (сума первинних і вторинних напружень) у відповідній точці. Для всіх інших деталей місцеві напруження можуть бути обчислені із застосуванням коефіцієнтів концентрації напружень (коефіцієнтів впливу надрізу) до напружень, обчислених при використанні лінійно-пружного розрахунку напружень.

of such a magnitude that yielding occurs both at the maximum load and again on unloading, account should be taken of a possible failure by cyclic plasticity associated with the secondary stresses.

(3) If the stress calculation is carried out using a linear elastic analysis that allows for all relevant compatibility conditions (effects at boundaries, junctions, variations in wall thickness etc.), the stresses that vary linearly through the thickness may be taken as the sum of the primary and secondary stresses and used in an assessment involving the von Mises yield criterion, see 6.2.

NOTE: The secondary stresses are never needed separately from the primary stresses.

(4) The secondary stresses should be limited as follows:

The sum of the primary and secondary stresses (including bending stresses) should be limited to $2 f_{yd}$ for the condition of cyclic plasticity (LS2: see section 7);

The membrane component of the sum of the primary and secondary stresses should be limited by the design buckling resistance (LS3: see section 8).

The sum of the primary and secondary stresses (including bending stresses) should be limited to the fatigue resistance (LS4: see section 9).

4.2.2.4 Local stresses

(1) The highly localised stresses associated with stress raisers in the shell wall due to notch effects (holes, welds, stepped walls, attachments, and joints) should be taken into account in a fatigue assessment (LS4).

(2) For construction details given in EN 1993-1-9, the fatigue design may be based on the nominal linear elastic stresses (sum of the primary and secondary stresses) at the relevant point. For all other details, the local stresses may be calculated by applying stress concentration factors (notch factors) to the stresses calculated using a linear elastic stress analysis.

(3) Місцеві напруження мають бути обмежені відповідно до вимог щодо втоми (LS4), встановлених у розділі 9.

4.2.3 Пряме проектування

(1) При використанні прямого проектування граничні стани несучої здатності можуть бути представлені стандартними виразами, отриманими за мембранною теорією, теорією пластичної плинності або виконанням лінійно-пружного розрахунку.

(2) Вирази з мембранної теорії, приведені у Додатку А, можна використовувати для визначення первинних напружень, необхідних при оцінці LS1 і LS3.

(3) Вирази для проектування з врахуванням пластичності, приведені у Додатку В, можна використовувати для визначення граничних пластичних навантажень при оцінці LS1.

(4) Вирази для лінійно-пружного розрахунку, приведені у Додатку З, можна використовувати для визначення напружень первинного і вторинного типу, необхідних для оцінки LS2 і LS4. Оцінка LS3 може базуватись на мембранній частині цих виразів.

4.2.4 Проектування за допомогою загального числового розрахунку

(1) При використанні загального числового розрахунку оцінку граничних станів несучої здатності для всієї конструкції слід виконувати з застосуванням одного з альтернативних видів розрахунку, зазначених в 2.2 (окрім розрахунку за мембранною теорією).

(2) Лінійно-пружний розрахунок (LA) можна використовувати для визначення напружень або рівнодіючих напружень при оцінюванні LS2 і LS4. Мембранні частини напружень, отримані з розрахунку LA, можна використовувати при оцінюванні LS3. Оцінку LS1 можна виконати за допомогою розрахунку LA, але розрахунок LA дає лише наближену оцінку і його результати слід приймати, згідно з розділом 6.

(3) Лінійно-пружний розрахунок біфуркації (LBA) можна використовувати для визначення критичного опору втраті загальної стійкості конструкції при оцінюванні LS3.

(3) The local stresses should be limited according to the requirements for fatigue (LS4) set out in section 9.

4.2.3 Direct design

(1) Where direct design is used, the limit states may be represented by standard expressions that have been derived from either membrane theory, plastic mechanism theory or linear elastic analysis.

(2) The membrane theory expressions given in Annex A may be used to determine the primary stresses needed for assessing LS1 and LS3.

(3) The expressions for plastic design given in Annex B may be used to determine the plastic limit loads needed for assessing LS1.

(4) The expressions for linear elastic analysis given in Annex C may be used to determine stresses of the primary plus secondary stress type needed for assessing LS2 and LS4. An LS3 assessment may be based on the membrane part of these expressions.

4.2.4 Design by global numerical analysis

(1) Where a global numerical analysis is used, the assessment of the limit states should be carried out using one of the alternative types of analysis specified in 2.2 (but not membrane theory analysis) applied to the complete structure.

(2) Linear elastic analysis (LA) may be used to determine stresses or stress resultants, for use in assessing LS2 and LS4. The membrane parts of the stresses found by LA may be used in assessing LS3. LS1 may be assessed using LA, but LA only gives an approximate estimate and its results should be interpreted as set out in section 6.

(3) Linear elastic bifurcation analysis (LBA) may be used to determine the critical buckling resistance of the structure, for use in assessing LS3.

(4) Фізично нелінійний розрахунок (MNA) можна використовувати для визначення пластичного номінального опору, при оцінюванні LS1. Якщо мало місце циклічне навантаження розрахунок MNA можна використовувати для визначення приростів пластичних деформацій при оцінюванні LS2. Пластичний номінальний опір також потрібний для оцінювання LS3, його можна знайти з розрахунку MNA.

(5) Геометрично нелінійні розрахунки (GNA і GNIA) враховують деформації конструкції. Проте жодна методологія проектування з розділу 8 не допускає застосування цих розрахунків без розрахунку GMNIA. Розрахунок GNA можна використовувати для визначення навантаження, що викликає пружну втрату загальної стійкості ідеальної конструкції. Розрахунок GNIA можна використовувати для визначення навантаження, що викликає пружну втрату загальної стійкості неідеальної конструкції.

(6) Геометрично і матеріально нелінійний розрахунок (GMNA і GMNIA) можна використовувати для визначення руйнівних навантажень для ідеальної (GMNA) і неідеальної конструкції (GMNIA). Розрахунок GMNA можна використовувати для оцінювання LS1, як описано в 6.3. Руйнівне навантаження з розрахунку GMNIA може використовуватися при додатковому розгляді руйнуючого навантаження з розрахунку GMNA, для оцінки LS3, як описано в 8.7. При попередньому циклічному навантаженні прирости пластичних деформацій, які взяті з розрахунку GMNA, можна використовувати для оцінювання LS2.

(4) A materially nonlinear analysis (MNA) may be used to determine the plastic reference resistance, and this may be used for assessing LS1. Under a cyclic loading history, an MNA analysis may be used to determine plastic strain incremental changes, for use in assessing LS2. The plastic reference resistance is also required as part of the assessment of LS3, and this may be found from an MNA analysis.

(5) Geometrically nonlinear elastic analyses (GNA and GNIA) include consideration of the deformations of the structure, but none of the design methodologies of section 8 permit these to be used without a GMNIA analysis. A GNA analysis may be used to determine the elastic buckling load of the perfect structure. A GNIA analysis may be used to determine the elastic buckling load of the imperfect structure.

(6) Geometrically and materially nonlinear analysis (GMNA and GMNIA) may be used to determine collapse loads for the perfect (GMNA) and the imperfect structure (GMNIA). The GMNA analysis may be used in assessing LS1, as detailed in 6.3. The GMNIA collapse load may be used, with additional consideration of the GMNA collapse load, for assessing LS3 as detailed in 8.7. Under a cyclic loading history, the plastic strain incremental changes taken from a GMNA analysis may be used for assessing LS2.

5 РІВНОДІЮЧІ НАПРУЖЕННЯ ТА НАПРУЖЕННЯ В ОБОЛОНКАХ

5.1 РІВНОДІЮЧІ НАПРУЖЕННЯ В ОБОЛОНКАХ

(1) Як правило, в будь-якій точці стінки оболонки слід обчислювати вісім рівнодіючих напружень. Всі вони мають бути враховані при оцінці оболонки відносно кожного граничного стану несучої здатності. Проте, дотичні напруження τ_{xn} , $\tau_{\theta n}$ від поперечних дотичних зусиль q_{xn} , $q_{\theta n}$ незначні порівняно з іншими складовими напруження майже у всіх практичних випадках, тому ними зазвичай можна нехтувати при проектуванні.

(2) Відповідно, для більшості цілей проектування оцінка граничних станів несучої здатності може виконуватися з використанням лише шести рівнодіючих напружень у стінці оболонки n_x , n_θ , $n_{x\theta}$, m_x , m_θ , $m_{x\theta}$. Якщо конструкція є осесиметричною, має осесиметричні опори і навантажена осесиметрично, необхідно використовувати лише n_x , n_θ , m_x і m_θ .

(3) При виникненні будь-якої невизначеності щодо напруження, яке необхідно використовувати при будь-якій перевірці граничного стану несучої здатності, слід використовувати еквівалентну напруження Мізеса на поверхні оболонки.

5.2 МОДЕЛЮВАННЯ ОБОЛОНКИ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

5.2.1 ГЕОМЕТРІЯ

(1) Оболонка має бути представлена серединною поверхнею.

(2) Як радіус кривизни слід приймати її номінальний радіус. Дефектами слід нехтувати, за винятком випадків, зазначених у розділі 8 (граничний стан за несучою здатністю щодо втрати загальної стійкості LS3).

(3) Сукупність сегментів оболонки не слід розділяти на окремі сегменти для розрахунку, за винятком випадків, коли граничні умови для кожного сегмента вибрані таким

5 STRESS RESULTANTS AND STRESSES IN SHELLS

5.1 STRESS RESULTANTS IN THE SHELL

(1) In principle, the eight stress resultants in the shell wall at any point should be calculated and the assessment of the shell with respect to each limit state should take all of them into account. However, the shear stresses τ_{xn} , $\tau_{\theta n}$ due to the transverse shear forces q_{xn} , $q_{\theta n}$ are insignificant compared with the other components of stress in almost all practical cases, so they may usually be neglected in design.

(2) Accordingly, for most design purposes, the evaluation of the limit states may be made using only the six stress resultants in the shell n_x , n_θ , $n_{x\theta}$, m_x , m_θ , $m_{x\theta}$. Where the structure is axisymmetric and subject only to axisymmetric loading and support, only n_x , n_θ , m_x and m_θ need be used.

(3) If any uncertainty arises concerning the stress to be used in any of the limit state verifications, the von Mises equivalent stress on the shell surface should be used.

5.2 MODELLING OF THE SHELL FOR ANALYSIS

5.2.1 GEOMETRY

(1) The shell should be represented by its middle surface.

(2) The radius of curvature should be taken as the nominal radius of curvature. Imperfections should be neglected, except as set out in section 8 (LS3 buckling limit state).

(3) An assembly of shell segments should not be subdivided into separate segments for analysis unless the boundary conditions for each segment are chosen in such a way as to

чином, що дають консервативне уявлення взаємовпливів між ними.

(4) Опорне кільце, призначене для передачі місцевих зусиль з оболонки на опори, не слід відокремлювати від оболонки, яка на нього спирається, при оцінці граничного стану за несучою здатністю LS3.

(5) Ексцентриситети і уступи в серединній поверхні оболонки слід включати до розрахункової моделі, якщо вони призводять до значних згинальних ефектів, в результаті впливу рівнодіючого напруження, що діє ексцентрично.

(6) У з'єднаннях між сегментами оболонки будь-який ексцентриситет між серединними поверхнями сегментів оболонки слід враховувати при моделюванні.

(7) Кільце жорсткості слід розглядати як окремий елемент конструкції оболонки, за винятком випадків, коли відстань між кільцями менше ніж $1,5\sqrt{rt}$.

(8) Оболонку з прикріпленими до неї дискретними стрингерами можна розглядати як ортотропну однорідну оболонку за умови, що відстань між стрингерами не перевищує $5\sqrt{rt}$.

(9) Оболонку, що має гофрування (вертикальне або горизонтальне), можна розглядати як ортотропну однорідну оболонку за умови, що відстань між гофрами менше ніж $0,5\sqrt{rt}$.

(10) Отвір в оболонці можна не враховувати при моделюванні за умови, що його найбільший розмір менше ніж $0,5\sqrt{rt}$.

(11) Загальну стійкість всієї конструкції слід перевірити, як описано в стандарті EN 1993 частини 3.1, 3.2, 4.1, 4.2 або 4.3 відповідно.

5.2.2 Граничні умови

(1) Відповідні граничні умови слід використовувати при розрахунках для оцінки граничних станів несучої здатності згідно з умовами, визначеними в таблиці 5.1. Спеціальні умови, необхідні для обчислень втрати загальної стійкості, див. в 8.3.

represent interactions between them in a conservative manner.

(4) A base ring intended to transfer local support forces into the shell should not be separated from the shell it supports in an assessment of limit state LS3.

(5) Eccentricities and steps in the shell middle surface should be included in the analysis model if they induce significant bending effects as a result of the membrane stress resultants following an eccentric path.

(6) At junctions between shell segments, any eccentricity between the middle surfaces of the shell segments should be considered in the modelling.

(7) A ring stiffener should be treated as a separate structural component of the shell, except where the spacing of the rings is closer than $1,5\sqrt{rt}$.

(8) A shell that has discrete stringer stiffeners attached to it may be treated as an orthotropic uniform shell, provided that the stringer stiffeners are no further apart than $5\sqrt{rt}$.

(9) A shell that is corrugated (vertically or horizontally) may be treated as an orthotropic uniform shell provided that the corrugation wavelength is less than $0,5\sqrt{rt}$.

(10) A hole in the shell may be neglected in the modelling provided its largest dimension is smaller than $0,5\sqrt{rt}$.

(11) The overall stability of the complete structure should be verified as detailed in EN 1993 Parts 3.1, 3.2, 4.1, 4.2 or 4.3 as appropriate.

5.2.2 Boundary conditions

(1) The appropriate boundary conditions should be used in analyses for the assessment of limit states according to the conditions shown in table 5.1. For the special conditions needed for buckling calculations, reference should be made to 8.3.

(2) Поворотні обмеження біля кордонів оболонки можна не враховувати при моделюванні граничного стану несучої здатності LS1, але слід включити до моделі граничних станів LS2 і LS4. Для коротких оболонок (див. Додаток D) поворотні обмеження слід включити для граничного стану несучої здатності LS3.

(3) Граничні умови в опорах слід перевіряти з метою уникнення надмірної нерівномірності зусиль, що створюються або передаються ексцентрично серединній поверхні оболонки. Детальні дані про застосування цього правила до бункерів і резервуарів можна знайти у відповідних частинах EN 1993.

(4) При використанні загального чисельного розрахунку граничну умову для нормального зміщення w також слід використовувати для колового зміщення v , за винятком випадків, коли через особливі обставини це є недоцільним.

(2) Rotational restraints at shell boundaries may be neglected in modelling for limit state LS1, but should be included in modelling for limit states LS2 and LS4. For short shells (see Annex D), the rotational restraint should be included for limit state LS3.

(3) Support boundary conditions should be checked to ensure that they do not cause excessive non-uniformity of transmitted forces or introduced forces that are eccentric to the shell middle surface. Reference should be made to the relevant EN 1993 application parts for the detailed application of this rule to silos and tanks.

(4) When a global numerical analysis is used, the boundary condition for the normal displacement w should also be used for the circumferential displacement v , except where special circumstances make this inappropriate.

Таблиця 5.1 Граничні умови для оболонок
Table 5.1 Boundary conditions for shells

Позначення граничних умов Boundary condition code	Проста назва Simple term	Опис Description	Нормальне зміщення Normal displacement s	Меридіональне зміщення Meridional displacements	Меридіональний поворот Meridional rotation
BC1r	Затиснення Clamped	радіально закріплений меридіально закріплений поворотно закріплений radially restrained meridionally restrained rotation restrained	$w = 0$	$u = 0$	$\beta\varphi = 0$
BC1f		радіально закріплений меридіально закріплений поворотно закріплений radially restrained meridionally restrained rotation free	$w = 0$	$u = 0$	$\beta\varphi \neq 0$
BC2r		радіально закріплений меридіально вільний поворотно закріплений radially restrained meridionally free rotation restrained	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta\varphi = 0$
BC2f	Шарнір Pinned	радіально закріплений меридіально вільний поворотно вільний radially restrained meridionally free rotation free	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta\varphi \neq 0$

Закінчення таблиці 5.1 End table 5.1					
Позначення граничних умов Boundary condition code	Проста назва Simple term	Опис Description	Нормальне зміщення Normal displacement s	Меридіональне зміщення Meridional displacements	Меридіональний поворот Meridional rotation
BC3	Вільний край Free edge	радіально вільний меридіально вільний поворотно вільний radially free meridionally free rotation free	$w \neq 0$	$u \neq 0$	$\beta \neq 0$
<p>ПРИМІТКА. Кільцеве зміщення v тісно пов'язане зі зміщенням w, нормальним до поверхні, тому для цих двох параметрів окремі граничні умови не враховуються (див. (4)), а значення у стовпчику 4 слід приймати для зміщення v.</p> <p>NOTE: The circumferential displacement v is closely linked to the displacement w normal to the surface, so separate boundary conditions are not identified for these two parameters (see (4)) but the values in column 4 should be adopted for displacement v.</p>					

5.2.3 Дії та впливи навколишнього середовища

(1) Передбачається, що всі дії прикладені до серединної поверхні оболонки. Ексцентриситети навантаження мають бути представлені статично еквівалентними зусиллями і моментами на серединній поверхні оболонки.

(2) Місцеві дії і місцеві ділянки дій не слід представляти еквівалентними рівномірно розподіленими навантаженнями, за винятком випадків, описаних у розділі 8 для втрати повздовжньої стійкості (LS3).

(3) При моделюванні повинні враховуватися наступні чинники, за їх наявності:

- місцеве осідання під стінками оболонки;
- місцеве осідання під окремими опорами;
- однорідність / неоднорідність опори конструкції;
- перепад температур від одного кінця конструкції до іншого;
- перепад температур зсередини конструкції назовні;
- вітрові ефекти на отвори і прорізи;
- взаємодія вітрових ефектів у групах конструкцій;
- з'єднання з іншими конструкціями;
- умови в процесі монтажу.

5.2.3 Actions and environmental influences

(1) Actions should all be assumed to act at the shell middle surface. Eccentricities of load should be represented by static equivalent forces and moments at the shell middle surface.

(2) Local actions and local patches of action should not be represented by equivalent uniform loads except as detailed in section 8 for buckling (LS3).

(3) The modelling should account for whichever of the following are relevant:

- local settlement under shell walls;
- local settlement under discrete supports;
- uniformity / non-uniformity of support of structure;
- thermal differentials from one side of the structure to the other;
- thermal differentials from inside to outside the structure;
- wind effects on openings and penetrations;
- interaction of wind effects on groups of structures;
- connections to other structures;
- conditions during erection.

5.2.4 Рівнодіючі напружень і напруження

(1) При розрахунку рівнодіючих напружень в стінці оболонки, за умови, що відношення радіуса до товщини є більшим за $(r/t)_{\min}$, кривизною оболонки можна знехтувати

ПРИМІТКА. У Національному додатку може бути передбачений вибір значення $(r/t)_{\min}$. Рекомендується значення $(r/t)_{\min} = 25$.

5.3 ВИДИ РОЗРАХУНКУ

(1) Проектування має бути засноване на одному або декількох видах розрахунку, наведених у таблиці 5.2. Умови, що визначають використання кожного виду розрахунку, наведені в 2.2.

5.2.4 Stress resultants and stresses

(1) Provided that the radius to thickness ratio is greater than $(r/t)_{\min}$, the curvature of the shell may be ignored when calculating the stress resultants from the stresses in the shell wall.

NOTE: The National Annex may choose the value of $(r/t)_{\min}$. The value $(r/t)_{\min} = 25$ is recommended.

5.3 TYPES OF ANALYSIS

(1) The design should be based on one or more of the types of analysis given in table 5.2. Reference should be made to 2.2 for the conditions governing the use of each type of analysis.

Таблиця 5.2 Види розрахунку оболонки
Table 5.2 Types of shell analysis

Вид розрахунку Type of analysis	Теорія оболонок Shell theory	Поведінка матеріалу Material law	Геометрія оболонки Shell geometry
Мембранна теорія оболонок Membrane theory of shells	мембранна рівновага membrane equilibrium	не враховується not applicable	ідеальна perfect
Лінійно-пружний розрахунок оболонок (LA) Linear elastic shell analysis (LA)	лінійний згин і розтяг linear bending and stretching	лінійна linear	ідеальна perfect
Лінійно-пружний розрахунок біфуркацій (LBA) Linear elastic bifurcation analysis (LBA)	лінійний згин і розтяг linear bending and stretching	лінійна linear	ідеальна perfect
Геометрично нелінійний пружний розрахунок (GNA) Geometrically non-linear elastic analysis (GNA)	нелінійна non-linear	лінійна linear	ідеальна perfect
Фізично нелінійний розрахунок (MNA) Materially non-linear analysis (MNA)	лінійна linear	нелінійна non-linear	ідеальна perfect
Геометрично і фізично нелінійний розрахунок (GMNA) Geometrically and materially non-linear analysis (GMNA)	нелінійна non-linear	нелінійна non-linear	ідеальна perfect
Геометрично нелінійний розрахунок із урахуванням дефектів (GNIA) Geometrically non-linear elastic analysis with imperfections (GNIA)	нелінійна non-linear	лінійна linear	неідеальна imperfect
Геометрично і фізично нелінійний розрахунок з урахуванням дефектів (GMNIA) Geometrically and materially non-linear analysis with imperfections (GMNIA)	нелінійна non-linear	нелінійна non-linear	неідеальна imperfect

6 ГРАНИЧНИЙ СТАН ПЛАСТИЧНОСТІ (LS1)

6.1 РОЗРАХУНКОВІ ВЕЛИЧИНИ ДІЙ

(1)Р Розрахункові величини дій мають бути засновані на найбільш несприятливій комбінації суттєвих навантажень (включаючи значущі коефіцієнти γ_F і ψ).

(2) Необхідно включити лише ті навантаження, що впливають на загальну рівновагу конструкції.

6.2 ПРОЕКТУВАННЯ ЗА НАПРУЖЕННЯМ

6.2.1 Розрахункові величини напружень

(1) Не дивлячись на те, що проектування за напруженням засноване на пружному розрахунку, а, отже, не може точно передбачати граничний стан пластичності, його можна використати, виходячи з теореми щодо нижньої межі, для знаходження консервативної оцінки опору пластичному руйнуванню, яке застосовується для представлення граничного стану пластичності, див. 4.1.1.

(2) Можна використовувати критерій пластичності Ільюшина, як описано в (6), який більш близький до дійсного стану пластичного руйнування порівняно з оцінкою пружних поверхневих напружень.

(3) У кожній точці конструкції за розрахункову величину напруження $\sigma_{eq,Ed}$ приймається найвище первинне напруження, визначене при розрахунку конструкції, що враховує закони рівноваги між прикладеним розрахунковим навантаженням і внутрішніми зусиллями і моментами.

(4) За первинне напруження можна прийняти максимальне значення напружень, необхідних для рівноваги з прикладеними навантаженнями в точці або уздовж осесиметричної лінії в пустотілій конструкції.

(5) При використанні розрахунку за мембранною теорією отримане в результаті двовимірне поле рівнодіючих напружень n_x, E_d, n_θ, E_d і $n_{x\theta}, E_d$ може бути представлено еквівалентним розрахунковим напруженням σ_{eq}, E_d , отриманим за формулою:

6 PLASTIC LIMIT STATE (LS1)

6.1 DESIGN VALUES OF ACTIONS

(1)P The design values of the actions shall be based on the most adverse relevant load combination (including the relevant γ_F and ψ factors).

(2) Only those actions that represent loads affecting the equilibrium of the structure need be included.

6.2 STRESS DESIGN

6.2.1 Design values of stresses

(1) Although stress design is based on an elastic analysis and therefore cannot accurately predict the plastic limit state, it may be used, on the basis of the lower bound theorem, to provide a conservative assessment of the plastic collapse resistance which is used to represent the plastic limit state, see 4.1.1.

(2) The Ilyushin yield criterion may be used, as detailed in (6), that comes closer to the true plastic collapse state than a simple elastic surface stress evaluation.

(3) At each point in the structure the design value of the stress $\sigma_{eq,Ed}$ should be taken as the highest primary stress determined in a structural analysis that considers the laws of equilibrium between imposed design load and internal forces and moments.

(4) The primary stress may be taken as the maximum value of the stresses required for equilibrium with the applied loads at a point or along an axisymmetric line in the shell structure.

(5) Where a membrane theory analysis is used, the resulting two-dimensional field of stress resultants n_x, E_d, n_θ, E_d and $n_{x\theta}, E_d$ may be represented by the equivalent design stress σ_{eq}, E_d obtained from:

$$\sigma_{eq,Ed} = \frac{1}{t} \sqrt{n_{x,Ed}^2 + n_{\theta,Ed}^2 - n_{x,Ed} \cdot n_{\theta,Ed} + 3n_{x\theta,Ed}^2} \quad (6.1)$$

(6) При використанні розрахунку LA або GNA отримане двовимірне поле первинних напружень може бути представлено еквівалентним розрахунковим напруженням Мізеса:

(6) Where an LA or GNA analysis is used, the resulting two dimensional field of primary stresses may be represented by the von Mises equivalent design stress:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\sigma_{x,Ed}^2 + \sigma_{\theta,Ed}^2 - \sigma_{x,Ed} \cdot \sigma_{\theta,Ed} + 3(\tau_{x\theta,Ed}^2 + \tau_{xn,Ed}^2 + \tau_{\theta n,Ed}^2)} \quad (6.2)$$

де:

in which:

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{n_{x,Ed}}{t} \pm \frac{m_{x,Ed}}{t^2/4}, \quad \sigma_{\theta,Ed} = \frac{n_{\theta,Ed}}{t} \pm \frac{m_{\theta,Ed}}{t^2/4}, \quad (6.3)$$

$$\tau_{x\theta,Ed} = \frac{n_{x\theta,Ed}}{t} \pm \frac{m_{x\theta,Ed}}{(t^2/4)}, \quad \tau_{xn,Ed} = \frac{q_{xn,Ed}}{t}, \quad \tau_{\theta n,Ed} = \frac{q_{\theta n,Ed}}{t}. \quad (6.4)$$

ПРИМІТКА 1. Наведені вище вирази дають спрощене консервативне еквівалентне напруження для проектування.

NOTE 1: The above expressions give a simplified conservative equivalent stress for design purposes.

ПРИМІТКА 2. Значення $\tau_{xn,Ed}$ і $\tau_{\theta n,Ed}$ зазвичай дуже малі і впливають на пластичний опір, тому ними можна знехтувати.

NOTE2: The values of $\tau_{xn,Ed}$ and $\tau_{\theta n,Ed}$ are usually very small and do not affect the plastic resistance, so they may generally be ignored.

6.2.2 Розрахункові величини опору

6.2.2 Design values of resistance

(1) Розрахункова міцність за Мізесом визначається за формулою:

(1) The von Mises design strength should be taken from:

$$f_{eq,Rd} = f_{yd} = f_{yk} / \gamma_{M0} \quad (6.5)$$

(2) Частковий коефіцієнт для опору γ_{M0} приймається за відповідним прикладним стандартом.

(2) The partial factor for resistance γ_{M0} should be taken from the relevant application standard.

(3) Якщо для даної форми конструкції відсутній стандарт або стандарт не визначає відповідні значення γ_{M0} , тоді значення γ_{M0} приймається згідно із стандартом EN 1993-1-1.

(3) Where no application standard exists for the form of construction involved, or the application standard does not define the relevant values of γ_{M0} , the value of γ_{M0} should be taken from EN 1993-1-1.

(4) Якщо матеріал має нелінійну характеристику «напруження-деформація», як величину характеристичної межі текучості f_{yk} слід прийняти умовну 0,2 % межу текучості.

(4) Where the material has a nonlinear stress strain curve, the value of the characteristic yield strength f_{yk} should be taken as the 0,2 % proof stress.

(5) Ефект отворів під кріпильні вироби слід врахувати у відповідності з 6.2.3 стандарту EN 1993-1-1 для розтягу і 6.2.4 стандарту EN 1993-1-1 для стиску. Для перевірки розтягу опір має базуватися на розрахунковій величині межі міцності f_{ud} .

(5) The effect of fastener holes should be taken into account in accordance with 6.2.3 of EN 1993-1-1 for tension and 6.2.4 of EN 1993-1-1 for compression. For the tension check, the resistance should be based on the design value of the ultimate strength f_{ud} .

6.2.3 Обмеження напружень

(1)П При кожній перевірці цього граничного стану несучої здатності розрахункове напруження повинно задовольняти умову:

$$\sigma_{eq,Rd} \leq f_{eq,Rd} . \quad (6.6)$$

6.3 Проектування шляхом загального числового MNA або GMNA аналізу

(1)П Розрахунковий опір межі пластичності визначається через коефіцієнт запасу r_R , який використовується для розрахункових значень F_{Ed} комбінацій впливів для відповідного з'єднання навантажень.

(2) Розрахункові значення впливів F_{Ed} слід визначати згідно з 6.1. Відповідні сполучення навантажень мають бути утворені у відповідності з необхідними комбінаціями навантажень.

(3) При MNA або GMNA розрахунку, заснованому на розрахунковій межі текучості f_{yd} , на оболонку мають впливати розрахункові величини з'єднань навантажень, описаних у (2), із поступовим збільшенням на коефіцієнт запасу r_R до досягнення граничного стану пластичності.

(4) При використанні розрахунку MNA як коефіцієнт запасу $r_{R,MNA}$ може бути прийняте найбільше значення, отримане при розрахунку, без врахування ефекту деформаційного зміцнення. Цей коефіцієнт запасу визначається як пластичний номінальний коефіцієнт опору r_{Rpl} в 8.7.

(5) При використанні розрахунку GMNA, якщо він прогнозує максимальне навантаження, а потім його зменшення, для визначення коефіцієнта запасу $r_{R,GMNA}$ використовується максимальне значення. Якщо розрахунок GMNA не передбачає максимального навантаження, але показує поступово зростаючу залежність «дія–зміщення» без деформаційного зміцнення матеріалу, коефіцієнт запасу $r_{R,GMNA}$ слід прийняти не більшим ніж величина, при якій максимальна еквівалентна пластична деформація Мізеса в конструкції набуває значення $\varepsilon_{mps} = n_{mps} (f_{yd} / E)$.

6.2.3 Stress limitation

(1)P In every verification of this limit state, the design stresses shall satisfy the condition:

$$\sigma_{eq,Rd} \leq f_{eq,Rd} . \quad (6.6)$$

6.3 Design by global numerical MNA or GMNA analysis

(1)P The design plastic limit resistance shall be determined as a load factor r_R applied to the design values F_{Ed} of the combination of actions for the relevant load case.

(2) The design values of the actions F_{Ed} should be determined as detailed in 6.1. The relevant load cases should be formed according to the required load combinations.

(3) In an MNA or GMNA analysis based on the design yield strength f_{yd} , the shell should be subject to the design values of the load cases detailed in (2), progressively increased by the load ratio r_R until the plastic limit condition is reached.

(4) Where an MNA analysis is used, the load ratio $r_{R,MNA}$ may be taken as the largest value attained in the analysis, ignoring the effect of strain hardening. This load ratio is identified as the plastic reference resistance ratio r_{Rpl} in 8.7.

(5) Where a GMNA analysis is used, if the analysis predicts a maximum load followed by a descending path, the maximum value should be used to determine the load ratio $r_{R,GMNA}$. Where a GMNA analysis does not predict a maximum load, but produces a progressively rising action–displacement relationship without strain hardening of the material, the load ratio $r_{R,GMNA}$ should be taken as no larger than the value at which the maximum von Mises equivalent plastic strain in the structure attains the value

$$\varepsilon_{mps} = n_{mps} (f_{yd} / E).$$

ПРИМІТКА. У Національному додатку може бути передбачений вибір значення n_{mps} . Рекомендується значення $n_{mps} = 50$.

(6) Як характеристичний опір межі пластичності r_{Rk} слід прийняти $r_{R,MNA}$ або $r_{R,GMNA}$ відповідно до використаного розрахунку.

(7)П Розрахунковий опір межі пластичності F_{Rd} отримують за формулою:

$$F_{Rd} = F_{Rk} / \gamma_{M0} = \frac{r_{Rk} \cdot F_{Ed}}{\gamma_{M0}} = r_{Rd} \cdot F_{Ed}, \quad (6.7)$$

де γ_{M0} – частковий коефіцієнт для опору пластичній деформації у відповідності з 6.2.2

(8)П Потрібно перевірити умову:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \quad \text{або/ор} \quad r_{Rd} \geq 1. \quad (6.8)$$

6.4 Пряме проектування

(1) Для кожного сегмента оболонки в конструкції, представленого базовим з'єднанням навантажень, приведеним у Додатку А, найбільше мембранне напруження Мізеса $\sigma_{eq,Ed}$, визначене при розрахункових значеннях впливів F_{Ed} , повинно обмежуватися опором напруженням у відповідності з 6.2.2.

(2) Для кожного сегмента оболонки або пластини в конструкції, представленого базовим з'єднанням навантажень, приведеним у Додатку В, розрахункові значення впливів F_{Ed} не повинні перевищувати опір F_{Rd} , заснований на розрахунковій межі текучості f_{yd} .

(3) Якщо руйнування перерізу нетто в болтовому з'єднанні є критерієм проектування, розрахункове значення впливів F_{Ed} має бути визначене для кожного з'єднання. Якщо напруження може бути представлене базовим з'єднанням навантажень, приведеним у Додатку А, і виниклий у результаті напружений стан складається лише з мембранних напружень, F_{Ed} не повинне перевищувати опір F_{Rd} , заснований на розрахунковій межі міцності f_{ud} , див. 6.2.2(5).

NOTE: The National Annex may choose the value of n_{mps} . The value $n_{mps} = 50$ is recommended.

(6) The characteristic plastic limit resistance r_{Rk} should be taken as either $r_{R,MNA}$ or $r_{R,GMNA}$ according to the analysis that has been used.

(7)P The design plastic limit resistance F_{Rd} shall be obtained from:

where γ_{M0} is the partial factor for resistance to plasticity according to 6.2.2.

(8)P It shall be verified that:

6.4 Direct design

(1) For each shell segment in the structure represented by a basic loading case as given by Annex A, the highest von Mises membrane stress $\sigma_{eq,Ed}$ determined under the design values of the actions F_{Ed} should be limited to the stress resistance according to 6.2.2.

(2) For each shell or plate segment in the structure represented by a basic load case as given in Annex B, the design value of the actions F_{Ed} should not exceed the resistance F_{Rd} based on the design yield strength f_{yd} .

(3) Where net section failure at a bolted joint is a design criterion, the design value of the actions F_{Ed} should be determined for each joint. Where the stress can be represented by a basic load case as given in Annex A, and where the resulting stress state involves only membrane stresses, F_{Ed} should not exceed the resistance F_{Rd} based on the design ultimate strength f_{ud} , see 6.2.2(5).

7 ГРАНИЧНИЙ СТАН ЦИКЛІЧНОЇ ПЛАСТИЧНОСТІ (LS2)

7.1 РОЗРАХУНКОВІ ВЕЛИЧИНИ ВПЛИВІВ

(1) Якщо не використовується уточнене визначення, розрахункові величини впливів для кожного з'єднання навантажень слід вибирати як характеристичні значення тих частин загальних впливів, які імовірно будуть прикладені і зняті більше трьох разів протягом терміну служби конструкції.

(2) Якщо використовується пружний розрахунок або вирази із Додатка С, то слід враховувати лише змінну частину впливів між крайніми верхнім і нижнім значеннями.

(3) При використанні фізично нелінійного комп'ютерного розрахунку слід вважати, що змінна частина впливів між крайнім верхнім і нижнім значенням діє за наявності супутніх постійних частин навантаження.

7.2 ПРОЕКТУВАННЯ ЗА НАПРУЖЕННЯМ

7.2.1 Розрахункові величини діапазону напружень

(1) Розрахунок оболонки слід виконувати з використанням методу LA або GNA розрахунку конструкції, що підпадає під дію двох екстремальних розрахункових величин впливів F_{Ed} . Для кожного екстремального режиму навантаження при циклічному процесі слід виконати оцінку складових напружень. За сусідніми екстремумами у циклічному процесі мають бути визначені розрахункові значення зміни кожної складової напруження $\Delta\sigma_{x,Ed,i}$, $\Delta\sigma_{\theta,Ed,i}$, $\Delta\tau_{x\theta,Ed,i}$ на кожній поверхні оболонки (прийнято $i = 1,2$ для внутрішньої і зовнішньої поверхонь оболонки) і в будь-якій точці конструкції. За цими змінами напруження можна знайти розрахункове значення зміни еквівалентного напруження Мізеса на внутрішній і зовнішній поверхнях:

$$\Delta\sigma_{eq,Ed,i} = \sqrt{\Delta\sigma_{x,Ed,i}^2 - \Delta\sigma_{x,Ed,i} \cdot \Delta\sigma_{\theta,Ed,i} + \Delta\sigma_{\theta,Ed,i}^2 + 3\Delta\tau_{x\theta,Ed,i}^2} \quad (7.1)$$

7 CYCLIC PLASTICITY LIMIT STATE (LS2)

7.1 DESIGN VALUES OF ACTIONS

(1) Unless an improved definition is used, the design values of the actions for each load case should be chosen as the characteristic values of those parts of the total actions that are expected to be applied and removed more than three times in the design life of the structure.

(2) Where an elastic analysis or the expressions from Annex C are used, only the varying part of the actions between the extreme upper and lower values should be taken into account.

(3) Where a materially nonlinear computer analysis is used, the varying part of the actions between the extreme upper and lower values should be considered to act in the presence of coexistent permanent parts of the load.

7.2 STRESS DESIGN

7.2.1 Design values of stress range

(1) The shell should be analysed using an LA or GNA analysis of the structure subject to the two extreme design values of the actions F_{Ed} . For each extreme load condition in the cyclic process, the stress components should be evaluated. From adjacent extremes in the cyclic process, the design values of the change in each stress component $\Delta\sigma_{x,Ed,i}$, $\Delta\sigma_{\theta,Ed,i}$, $\Delta\tau_{x\theta,Ed,i}$ on each shell surface (represented as $i = 1,2$ for the inner and outer surfaces of the shell) and at any point in the structure should be determined. From these changes in stress, the design value of the von Mises equivalent stress change on the inner and outer surfaces should be found from:

(2) Як розрахункову величину діапазону напруження $\Delta\sigma_{eq,Ed}$ слід прийняти найбільшу із змін еквівалентних напружень Мізеса $\Delta\sigma_{eq,Ed,i}$, розглядаючи кожен поверхню оболонки по черзі ($i = 1$ та $i = 2$ розглядаються окремо).

(3) У стику між сегментами оболонки, якщо розрахунок моделює перетин серединних поверхонь і не враховує кінцевий розмір з'єднання, діапазон напруження можна прийняти в першій фізичній точці в сегменті оболонки (на відміну від значення, обчисленого на перерізі двох серединних поверхонь).

ПРИМІТКА. Це допущення має значення, якщо зміни напруження швидко змінюються поблизу з'єднання.

7.2.2 Розрахункові величини опору

(1) Опір діапазону еквівалентних напружень Мізеса $\Delta f_{eq,Rd}$ визначається за формулою:

$$\Delta f_{eq,Rd} = 2f_{yd} \cdot \quad (7.2)$$

7.2.3 Обмеження діапазону напружень

(1)П Під час кожної перевірки цього граничного стану несучої здатності, розрахунковий діапазон напруження повинен задовольняти умову:

$$\sigma_{eq,Ed} \leq f_{eq,Rd} \cdot \quad (7.3)$$

7.3 ПРОЕКТУВАННЯ ШЛЯХОМ ЗАГАЛЬНОГО ЧИСЛОВОГО MNA АБО GMNA РОЗРАХУНКУ

7.3.1 Розрахункові величини загальної накопиченої пластичної деформації

(1) При використанні фізично нелінійного загального числового розрахунку (MNA або GMNA) оболонка має бути навантажена розрахунковими величинами змінних і постійних впливів, описаних у 7.1.

ПРИМІТКА 1. Як правило використовується розрахунок MNA.

ПРИМІТКА 2. У Національному додатку можуть міститися рекомендації щодо більш точного розрахунку.

(2) The design value of the stress range $\Delta\sigma_{eq,Ed}$ should be taken as the largest change in the von Mises equivalent stress changes $\Delta\sigma_{eq,Ed,i}$, considering each shell surface in turn ($i = 1$ and $i = 2$ considered separately).

(3) At a junction between shell segments, where the analysis models the intersection of the middle surfaces and ignores the finite size of the junction, the stress range may be taken at the first physical point in the shell segment (as opposed to the value calculated at the intersection of the two middle surfaces).

NOTE: This allowance is relevant where the stress changes very rapidly close to the junction.

7.2.2 Design values of resistance

(1) The von Mises equivalent stress range resistance $\Delta f_{eq,Rd}$ should be determined from:

7.2.3 Stress range limitation

(1)P In every verification of this limit state, the design stress range shall satisfy:

7.3 DESIGN BY GLOBAL NUMERICAL MNA OR GMNA ANALYSIS

7.3.1 Design values of total accumulated plastic strain

(1) Where a materially nonlinear global numerical analysis (MNA or GMNA) is used, the shell should be subject to the design values of the varying and permanent actions detailed in 7.1.

NOTE 1: It is usual to use an MNA analysis for this purpose.

NOTE 2: The National Annex may give recommendations for a more refined analysis.

(2) Слід оцінити загальну накопичену еквівалентну пластичну деформацію Мізеса $\varepsilon_{p,eq,Ed}$ наприкінці розрахункового терміну служби.

(3) Загальну накопичену еквівалентну пластичну деформацію Мізеса можна визначити за допомогою розрахунку, що моделює всі цикли навантаження протягом розрахункового терміну служби.

(4) Якщо не виконується більш точний розрахунок, загальну накопичену еквівалентну пластичну деформацію Мізеса $\varepsilon_{p,eq,Ed}$ можна визначити за формулою:

$$\varepsilon_{p,eq,Ed} = n\Delta\varepsilon_{p,eq,Ed}, \quad (7.4)$$

де n – кількість циклів навантаження протягом розрахункового терміну служби конструкції;

$\Delta\varepsilon_{p,eq,Ed}$ – найбільший приріст еквівалентної пластичної деформації Мізеса за один повний цикл у будь-якій точці конструкції, що виникає після третього циклу.

(5) Можна вважати, що «в будь-якій точці конструкції» означає в будь-якій точці, розташованій на відстані від надрізу або місцевої неоднорідності не менше товщини найтовщої сусідньої пластини.

7.3.2 Обмеження загальної накопиченої пластичної деформації

(1) Якщо не виконується більш складна оцінка малоциклової втоми, розрахункова величина загальної накопиченої еквівалентної пластичної деформації Мізеса $\varepsilon_{p,eq,Ed}$ повинна задовольняти умову:

$$\varepsilon_{p,eq,Ed} \leq n_{p,eq}(f/E) \quad (7.5)$$

ПРИМІТКА. У Національному додатку може бути передбачений вибір значення $n_{p,eq}$. Рекомендується значення $n_{p,eq} = 25$.

7.4 ПРЯМЕ ПРОЕКТУВАННЯ

(1) Для кожного сегмента оболонки конструкції, представленого базовим з'єднанням навантажень, приведеним у Додатку С, найбільший еквівалентний діапазон напружень Мізеса $\Delta\sigma_{eq,Ed}$ з урахуванням обох поверхонь оболонки при розрахункових значеннях впливів F_{Ed} повинен бути визначений із використанням відповідних виразів згідно з Додатком С. Процедура подальшої оцінки описана в 7.2.

(2) The total accumulated von Mises equivalent plastic strain $\varepsilon_{p,eq,Ed}$ at the end of the design life of the structure should be assessed.

(3) The total accumulated von Mises equivalent plastic strain may be determined using an analysis that models all cycles of loading during the design life.

(4) Unless a more refined analysis is carried out, the total accumulated von Mises equivalent plastic strain $\varepsilon_{p,eq,Ed}$ may be determined from:

where: n is the number of cycles of loading in the design life of the structure;

$\Delta\varepsilon_{p,eq,Ed}$ is the largest increment in the von Mises equivalent plastic strain during one complete load cycle at any point in the structure, occurring after the third cycle.

(5) It may be assumed that “at any point in the structure” means at any point not closer to a notch or local discontinuity than the thickest adjacent plate thickness

7.3.2 Total accumulated plastic strain limitation

(1) Unless a more sophisticated low cycle fatigue assessment is undertaken, the design value of the total accumulated von Mises equivalent plastic strain $\varepsilon_{p,eq,Ed}$ should satisfy the condition:

NOTE: The National Annex may choose the value of $n_{p,eq}$. The value $n_{p,eq} = 25$ is recommended.

7.4 DIRECT DESIGN

(1) For each shell segment in the structure, represented by a basic loading case as given by Annex C, the highest von Mises equivalent stress range $\Delta\sigma_{eq,Ed}$ considering both shell surfaces under the design values of the actions F_{Ed} should be determined using the relevant expressions given in Annex C. The further assessment procedure should be as detailed in 7.2.

8 ГРАНИЧНИЙ СТАН ВТРАТИ ПОЗДОВЖНЬОЇ СТІЙКОСТІ (LS3)

8.1 РОЗРАХУНКОВІ ВЕЛИЧИНИ ВПЛИВІВ

(1)П Мають бути враховані всі значущі комбінації впливів, що призводять до стискальних мембранних напружень або дотичних мембранних напружень у стінці оболонки.

8.2 СПЕЦІАЛЬНІ ВИЗНАЧЕННЯ І ПОЗНАЧЕННЯ

(1) Слід використовувати спеціальні визначення термінів згідно з 1.3.6, що відносяться до втрати поздовжньої стійкості.

(2) Згідно з Додатком до позначень, визначених у 1.4, в цьому розділі слід використовувати позначення, прийняті в (3) і (4).

(3) Приймаються наступні величини напружень та їх рівнодійних:

$n_{x,Ed}$, $\sigma_{x,Ed}$ – розрахункові значення діючих меридіональних мембранних напружень і їх рівнодійних, що відносяться до втрати загальної стійкості (додатні при стисненні);

$n_{\theta,Ed}$, $\sigma_{\theta,Ed}$ – розрахункові значення діючих кільцевих напружень і їх рівнодійних, що відносяться до втрати загальної стійкості (додатні при стисненні);

$n_{x\theta,Ed}$, $\tau_{x\theta,Ed}$ – розрахункові значення діючих дотичних мембранних напружень і їх рівнодійних, що відносяться до втрати загальної стійкості.

(4) Параметри опору втраті загальної стійкості для використання в проектуванні за напруженнями:

$\sigma_{x,Rcr}$ – меридіональне пружне критичне напруження при втраті загальної стійкості;

$\sigma_{\theta,Rcr}$ – кільцеве пружне критичне напруження при втраті загальної стійкості;

$\tau_{x\theta,Rcr}$ – дотичне пружне критичне напруження при втраті загальної стійкості;

$\sigma_{x,Rk}$ – меридіональне характеристичне напруження при втраті загальної стійкості;

$\sigma_{\theta,Rk}$ – кільцеве характеристичне напруження при втраті загальної стійкості;

$\tau_{x\theta,Rk}$ – дотичне характеристичне напруження при втраті загальної стійкості;

8 BUCKLING LIMIT STATE (LS3)

8.1 DESIGN VALUES OF ACTIONS

(1)P All relevant combinations of actions causing compressive membrane stresses or shear membrane stresses in the shell wall shall be taken into account.

8.2 SPECIAL DEFINITIONS AND SYMBOLS

(1) Reference should be made to the special definitions of terms concerning buckling in 1.3.6.

(2) In addition to the symbols defined in 1.4, additional symbols should be used in this section 8 as set out in (3) and (4).

(3) The stress resultant and stress quantities should be taken as follows:

$n_{x,Ed}$, $\sigma_{x,Ed}$ are the design values of the acting buckling-relevant meridional membrane stress resultant and stress (positive when compression);

$n_{\theta,Ed}$, $\sigma_{\theta,Ed}$ are the design values of the acting buckling-relevant circumferential membrane (hoop) stress resultant and stress (positive when compression);

$n_{x\theta,Ed}$, $\tau_{x\theta,Ed}$ are the design values of the acting buckling-relevant shear membrane stress resultant and stress.

(4) Buckling resistance parameters for use in stress design:

$\sigma_{x,Rcr}$ is the meridional elastic critical buckling stress;

$\sigma_{\theta,Rcr}$ is the circumferential elastic critical buckling stress;

$\tau_{x\theta,Rcr}$ is the shear elastic critical buckling stress;

$\sigma_{x,Rk}$ is the meridional characteristic buckling stress;

$\sigma_{\theta,Rk}$ is the circumferential characteristic buckling stress;

$\tau_{x\theta,Rk}$ is the shear characteristic buckling stress;

$\sigma_{x,Rd}$ – меридіональне розрахункове напруження при втраті загальної стійкості;
 $\sigma_{\theta,Rd}$ – кільцеве розрахункове напруження при втраті загальної стійкості;
 $\tau_{x\theta,Rd}$ – дотичне розрахункове напруження при втраті загальної стійкості.

ПРИМІТКА. Це спеціальні умовні позначення для проектування оболонок, що відрізняються від позначень, описаних у стандарті EN 1993-1-1.

(5) Приймається наступне правило знаків для використання при ГСЗ: стиснення вважається додатним для меридіональних і колових напружень і їх рівнодійних.

8.3 ГРАНИЧНІ УМОВИ, ЩО ВІДНОСЯТЬСЯ ДО ВТРАТИ ЗАГАЛЬНОЇ СТІЙКОСТІ

(1) Для граничного стану щодо втрати загальної стійкості особливу увагу слід приділити граничним умовам, які відносяться до приросту переміщень при втраті загальної стійкості (на відміну від переміщень до втрати загальної стійкості). Приклади відповідних граничних умов показані на рисунку 8.1, де використовуються позначення з таблиці 5.1.

8.4 ГЕОМЕТРИЧНІ ДОПУСКИ, ЩО ВІДНОСЯТЬСЯ ДО ВТРАТИ ЗАГАЛЬНОЇ СТІЙКОСТІ

8.4.1 Загальні положення

(1) За винятком випадків, коли у відповідних частинах стандарту EN 1993 приведені особливі геометричні допуски, що відносяться до втрати загальної стійкості, ці межі допусків повинні враховуватися, якщо LS3 є одним з розглядуваних граничних станів.

ПРИМІТКА 1. Характеристичні напруження при втраті загальної стійкості, визначені далі, враховують дефекти, що базуються на величинах і формах геометричних допусків, які передбачаються в процесі виконання.

ПРИМІТКА 2. Тут приведені геометричні допуски, які суттєво впливають на безпеку конструкції.

$\sigma_{x,Rd}$ is the meridional design buckling stress;

$\sigma_{\theta,Rd}$ is the circumferential design buckling stress;

$\tau_{x\theta,Rd}$ is the shear design buckling stress.

NOTE: This is a special convention for shell design that differs from that detailed in EN1993-1-1.

(5) The sign convention for use with LS3 should be taken as compression positive for meridional and circumferential stresses and stress resultants.

8.3 BUCKLING RELEVANT BOUNDARY CONDITIONS

(1) For the buckling limit state, special attention should be paid to the boundary conditions which are relevant to the incremental displacements of buckling (as opposed to pre-buckling displacements). Examples of relevant boundary conditions are shown in figure 8.1, in which the codes of table 5.1 are used.

8.4 BUCKLING-RELEVANT GEOMETRICAL TOLERANCES

8.4.1 General

(1) Unless specific buckling-relevant geometrical tolerances are given in the relevant EN 1993 application parts, the following tolerance limits should be observed if LS3 is one of the ultimate limit states to be considered.

NOTE 1: The characteristic buckling stresses determined hereafter include imperfections that are based on the amplitudes and forms of geometric tolerances that are expected to be met during execution.

NOTE 2: The geometric tolerances given here are those that are known to have a large impact on the safety of the structure.

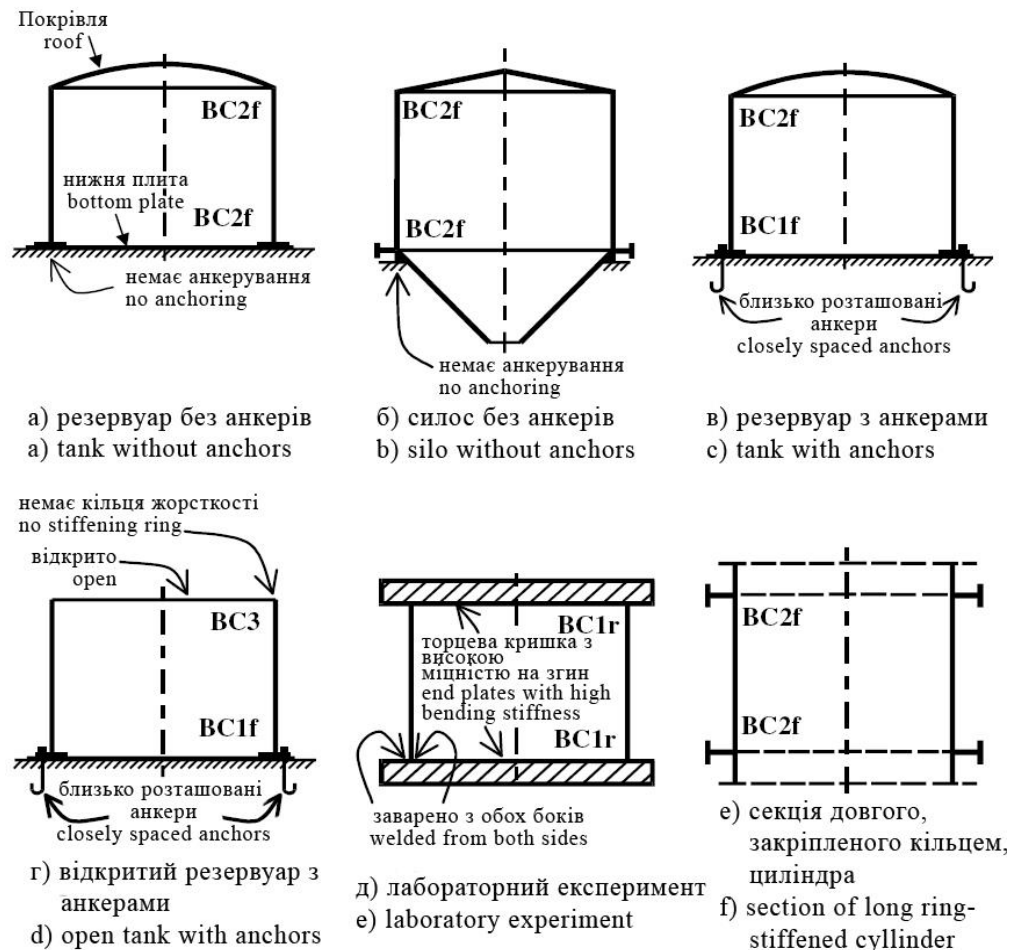


Рисунок 8.1 Схематичні приклади граничних умов для граничного стану LS3
Figure 8.1 Schematic examples of boundary conditions for limit state LS3

(2) Необхідно вибрати клас якості допуску на виготовлення А, В або С відповідно до визначень допуску в 8.4.2, 8.4.3, 8.4.4 і 8.4.5. Опис кожного класу відноситься лише до оцінки міцності.

ПРИМІТКА. Визначені тут допуски збігаються з допусками, вказаними в виконавчому стандарті EN 1090, але тут вони викладаються більш повно для детального опису взаємозв'язку між величинами дефектів і оцінюваним опором.

(3) Кожен із видів дефектів повинен класифікуватися окремо: найменший клас допуску на виготовлення, відповідний допуску класу В, визначає все проектування.

(4) Різні види допусків можна розглядати незалежно; врахування взаємних впливів зазвичай не вимагається.

(2) The fabrication tolerance quality class should be chosen as Class A, Class B or Class C according to the tolerance definitions in 8.4.2, 8.4.3, 8.4.4 and 8.4.5. The description of each class relates only to the strength evaluation.

NOTE: The tolerances defined here match those specified in the execution standard EN 1090, but are set out more fully here to give the detail of the relationship between the imperfection amplitudes and the evaluated resistance.

(3) Each of the imperfection types should be classified separately: the lowest fabrication tolerance quality class obtained corresponding to a high tolerance, should then govern the entire design.

(4) The different tolerance types may each be treated independently, and no interactions need normally be considered.

(5) Для кінченної конструкції шляхом перевірки вибірових зразків необхідно встановити, що розміри геометричних дефектів знаходяться в межах геометричних допусків, встановлених у 8.4.2 – 8.4.5.

(6) Виміри дефектів зразків повинні виконуватися на ненавантаженій конструкції (за винятком власної ваги) і, за можливості, за експлуатаційних граничних умов.

(7) Якщо розміри геометричних дефектів не відповідають геометричним допускам, встановленим у 8.4.2–8.4.4, розгляд і ухвалення рішення щодо будь-яких корегуючих заходів, таких як рихтування, розробляються окремо для кожного конкретного випадку.

ПРИМІТКА. Перед ухваленням рішення про рихтування для зменшення геометричних дефектів слід мати на увазі, що це може викликати додаткові залишкові напруження. Також слід враховувати те, в якій мірі розрахунковий опір втраті загальної стійкості використовуються при проектуванні.

8.4.2 Допуск некруглості

(1) Допуск некруглості повинен оцінюватися параметром U_r (див. рисунок 8.2), що обчислюється за формулою:

$$U_r = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{d_{\text{nom}}} \quad (8.1)$$

де d_{\max} – максимальний вимірний внутрішній діаметр;

d_{\min} – мінімальний вимірний внутрішній діаметр;

d_{nom} – номінальний внутрішній діаметр.

(2) Як вимірний внутрішній діаметр від заданої точки слід прийняти найбільшу відстань поперек оболонки від цієї точки до будь-якої іншої точки з тією ж осьовою координатою. Для визначення максимального і мінімального значень необхідно виконати відповідну кількість вимірів діаметрів.

(5) It should be established by representative sample checks on the completed structure that the measurements of the geometrical imperfections are within the geometrical tolerances stipulated in 8.4.2 to 8.4.5.

(6) Sample imperfection measurements should be undertaken on the unloaded structure (except for self weight) and, where possible, with the operational boundary conditions.

(7) If the measurements of geometrical imperfections do not satisfy the geometrical tolerances stated in 8.4.2 to 8.4.4, any correction steps, such as straightening, should be investigated and decided individually.

NOTE: Before a decision is made in favour of straightening to reduce geometric imperfections, it should be noted that this can cause additional residual stresses. The degree to which the design buckling resistances are utilised in the design should also be considered.

8.4.2 Out-of-roundness tolerance

(1) The out-of-roundness should be assessed in terms of the parameter U_r (see figure 8.2) given by:

where: d_{\max} is the maximum measured internal diameter,

d_{\min} is the minimum measured internal diameter,

d_{nom} is the nominal internal diameter.

(2) The measured internal diameter from a given point should be taken as the largest distance across the shell from the point to any other internal point at the same axial coordinate. An appropriate number of diameters should be measured to identify the maximum and minimum values.

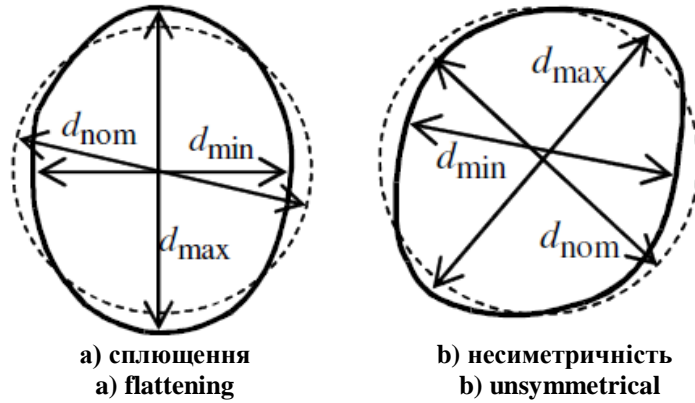


Рисунок 8.2 Вимірювання діаметрів для оцінки некруглості
Figure 8.2 Measurement of diameters for assessment of out-of-roundness

(3) Параметр некруглості U_r повинен задовольняти умову:

$$U_r \leq U_{r,\max} \quad (8.2)$$

де $U_{r,\max}$ – параметр допуску некруглості для відповідного класу якості допуску на виготовлення.

ПРИМІТКА. Значення параметра допуску некруглості $U_{r,\max}$ можна знайти в Національному додатку. Значення, що рекомендуються, приведені в Таблиці 8.1.

(3) The out-of-roundness parameter U_r should satisfy the condition

where: $U_{r,\max}$ is the out-of-roundness tolerance parameter for the relevant fabrication tolerance quality class.

NOTE: Values for the out-of-roundness tolerance parameter $U_{r,\max}$ may be obtained from the National Annex. The recommended values are given in Table 8.1.

Таблиця 8.1 Рекомендовані значення параметра допуску некруглості $U_{r,\max}$
Table 8.1 Recommended values for out-of-roundness tolerance parameter $U_{r,\max}$

	Діапазон діаметра Diameter range	$d [m] \leq 0,50 \text{ м}$	$0,50 \text{ м} < d [m] < 1,25 \text{ м}$	$1,25 \text{ м} \leq d [m]$
Клас якості допуску на виготовлення Fabrication tolerance quality	Описання Description	Рекомендоване значення $U_{r,\max}$ Recommended value of $U_{r,\max}$		
Клас А Class A	Відмінний Excellent	0,014	$0,007 + 0,0093(1,25-d)$	0,007
Клас В Class B	Високий High	0,020	$0,010 + 0,0133(1,25-d)$	0,010
Клас С Class C	Нормальний Normal	0,030	$0,015 + 0,0200(1,25-d)$	0,015

8.4.3 Допуск випадкового ексцентриситету

(1) При з'єднаннях у стінках оболонки, перпендикулярних до мембранних стискальних зусиль, випадковий ексцентриситет слід оцінювати за вимірюваним загальним ексцентриситетом e_{tot} і прогнозованим зміщенням e_{int} :

8.4.3 Accidental eccentricity tolerance

(1) At joints in shell walls perpendicular to membrane compressive forces, the accidental eccentricity should be evaluated from the measurable total eccentricity e_{tot} and the intended offset e_{int} from:

$$e_a = e_{tot} - e_{int} \quad (8.3)$$

де e_{tot} – ексцентриситет між серединними поверхнями пластин, що з'єднуються, див. рисунок 8.3с;

e_{int} – прогнозоване зміщення між серединними поверхнями пластин, що з'єднуються, див. рисунок 8.3b;

e_a – випадковий ексцентриситет між серединними поверхнями пластин, що з'єднуються.

(2) Випадковий ексцентриситет e_a має бути менше максимального допустимого випадкового ексцентриситету $e_{a,max}$ для відповідного класу якості допуску на виготовлення.

ПРИМІТКА. Значення максимального допустимого випадкового ексцентриситету $e_{a,max}$ можна знайти в Національному додатку. Рекомендовані значення приведені в таблиці 8.2.

where: e_{tot} is the eccentricity between the middle surfaces of the joined plates, see figure 8.3c;

e_{int} is the intended offset between the middle surfaces of the joined plates, see figure 8.3b;

e_a is the accidental eccentricity between the middle surfaces of the joined plates.

(2) The accidental eccentricity e_a should be less than the maximum permitted accidental eccentricity $e_{a,max}$ for the relevant fabrication tolerance quality class.

NOTE: Values for the maximum permitted accidental eccentricity $e_{a,max}$ may be obtained from the National Annex. The recommended values are given in Table 8.2.

Таблиця 8.2 Рекомендовані значення максимальних допустимих випадкових ексцентриситетів
Table 8.2 Recommended values for maximum permitted accidental eccentricities

Клас якості допуску на виготовлення Fabrication tolerance quality class	Опис Description	Рекомендовані значення максимальних допустимих випадкових ексцентриситетів $e_{a,max}$ Recommended values for maximum permitted accidental eccentricity $e_{a,max}$
Клас А Class A	Відмінний Excellent	2 мм (mm)
Клас В Class B	Високий High	3 мм (mm)
Клас С Class C	Нормальний Normal	4 мм (mm)

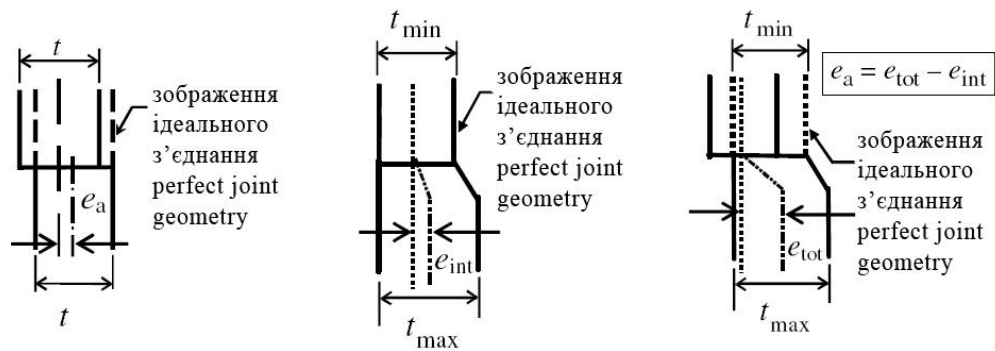
(3) Випадковий ексцентриситет e_a також повинен оцінюватися параметром U_e , що обчислюється за формулою:

$$U_e = \frac{e_a}{t_{av}} \text{ або/or } U_e = \frac{e_a}{t}, \quad (8.4)$$

де t_{av} – середні товщини тонкої і товстої пластин у з'єднанні.

(3) The accidental eccentricity e_a should also be assessed in terms of the accidental eccentricity parameter U_e given by:

where t_{av} is the mean thickness of the thinner and thicker plates at the joint.



- а) випадковий ексцентриситет без зміни товщини пластин
accidental eccentricity
a) when there is no change of plate thickness
- б) передбачений зсув при зміні товщини пластини без випадкового ексцентриситету
intended offset at a change of plate thickness without accidental eccentricity
- в) повний ексцентриситет (випадковий + передбачений) при зміні товщини пластини
total eccentricity (accidental plus intended) at change of plate thickness

Рисунок 8.3 Випадковий ексцентриситет і прогнозоване зміщення з'єднання
Figure 8.3 Accidental eccentricity and intended offset at a joint

(4) Параметр випадкового ексцентриситету U_e повинен задовольняти умову:

$$U_e \leq U_{e,\max} \quad (8.5)$$

де $U_{e,\max}$ – параметр допуску випадкового ексцентриситету для відповідного класу якості допуску на виготовлення.

ПРИМІТКА 1. Значення параметра допуску випадкового ексцентриситету $U_{e,\max}$ можна знайти в Національному додатку. Значення, що рекомендуються, приведені в таблиці 8.3.

(4) The accidental eccentricity parameter U_e should satisfy the condition:

where: $U_{e,\max}$ is the accidental eccentricity tolerance parameter for the relevant fabrication tolerance quality class.

NOTE 1: Values for the accidental eccentricity tolerance parameter $U_{e,\max}$, may be obtained from the National Annex. The recommended values are given in Table 8.3.

Таблиця 8.3 Рекомендовані значення допусків випадкового ексцентриситету
Table 8.3 Recommended values for accidental eccentricity tolerances

Клас якості допуску на виготовлення Fabrication tolerance quality class	Опис Description	Рекомендоване значення $U_{e,\max}$ Recommended value of $U_{e,\max}$
Клас А Class A	Відмінний Excellent	0,14
Клас В Class B	Високий High	0,20
Клас С Class C	Нормальний Normal	0,30

ПРИМІТКА 2. Прогнозовані зміщення стиків розглядаються в D.2.1.2, з'єднання внапуск розглядаються в D.3. Ці два випадки не розглядаються як дефекти в даному стандарті.

NOTE 2: Intended offsets are treated within D.2.1.2 and lapped joints are treated within D.3. These two cases are not treated as imperfections within this standard.

8.4.4 Допуски на вм'ятини

(1) Калібр для виміру вм'ятин необхідно використовувати в кожному положенні (див. рисунок 8.4) як в меридіональному, так і в кільцевому напрямках. Меридіо-

8.4.4 Dimple tolerances

(1) A dimple measurement gauge should be used in every position (see figure 8.4) in both the meridional and circumferential directions. The meridional gauge should be

нальний калібр має бути прямим, а для вимірів у коловому напрямі повинен мати кривизну, рівну прогнозованому радіусу кривизни r серединної поверхні оболонки.

(2) Глибина Δw_0 вихідних вм'ятин у стінці оболонки повинна вимірюватися за допомогою калібрів завдовжки l_g , яка приймається як:

а) За наявності стискальних напружень, у тому числі через зварні шви, виміри слід виконувати як в меридіональному, так і в коловому напрямках за допомогою калібру завдовжки l_{gx} , що обчислюється за формулою:

$$l_{gx} = 4\sqrt{rt} \quad (8.6)$$

б) При виникненні колових стискальних напружень або дотичних слід виконати виміри в коловому напрямі за допомогою калібру завдовжки $l_{g\theta}$, що обчислюється за формулою:

$$l_{g\theta} = 2,3(l^2rt)^{0,25} \quad (8.7)$$

але/ but $l_{g\theta} \leq r$,

де l – меридіональна довжина сегмента оболонки.

в) Додатково, вздовж зварних швів як у коловому, так і в меридіональному напрямках слід використовувати довжину калібру l_{gw} :

$$l_{gw} = 25t \text{ або } l_{gw} = 25t_{\min}, \quad (8.8)$$

але при $l_{gw} \leq 500 \text{ мм}$,

де t_{\min} – товщина найтоншої пластини в зварному шві.

(3) Глибина вихідних вм'ятин повинна оцінюватися параметрами вм'ятин U_{0x} , $U_{0\theta}$, U_{0w} , що обчислюються за формулами:

$$\begin{aligned} U_{0x} &= \Delta w_{0x} / l_{gx}; \\ U_{0\theta} &= \Delta w_{0\theta} / l_{g\theta}; \\ U_{0w} &= \Delta w_{0w} / l_{gw}. \end{aligned} \quad (8.9)$$

straight, but the gauge for measurements in the circumferential direction should have a curvature equal to the intended radius of curvature r of the middle surface of the shell.

(2) The depth Δw_0 of initial dimples in the shell wall should be measured using gauges of length l_g , which should be taken as follows:

a) Wherever meridional compressive stresses are present, including across welds, measurements should be made in both the meridional and circumferential directions, using the gauge of length l_{gx} given by:

b) Where circumferential compressive stresses or shear stresses occur, circumferential direction measurements should be made using the gauge of length $l_{g\theta}$ given by:

where: l is the meridional length of the shell segment.

c) Additionally, across welds, in both the circumferential and meridional directions, the gauge length l_{gw} should be used:

where: t_{\min} is the thickness of the thinnest plate at the weld.

(3) The depth of initial dimples should be assessed in terms of the dimple parameters U_{0x} , $U_{0\theta}$, U_{0w} , given by:

(4) Значення параметрів вм'ятин U_{0x} , $U_{0\theta}$, U_{0w} повинні задовольняти умови:

$$\begin{aligned} U_{0x} &\leq U_{0,max}; \\ U_{0\theta} &\leq U_{0,max}; \\ U_{0w} &\leq U_{0,max}, \end{aligned} \tag{8.10}$$

де $U_{0,max}$ – параметр допуску на вм'ятини для відповідного класу якості допуску на виготовлення.

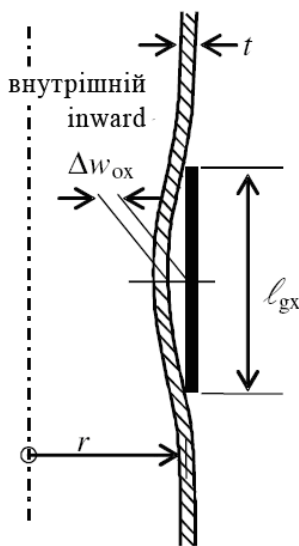
where: $U_{0,max}$ is the dimple tolerance parameter for the relevant fabrication tolerance quality class.

ПРИМІТКА 1. Значення параметра допуску на вм'ятини $U_{0,max}$ можна знайти в Національному додатку. Рекомендовані значення приведені в Таблиці 8.4.

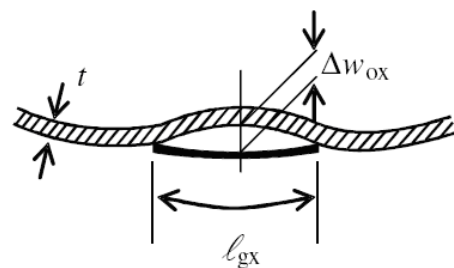
NOTE 1: Values for the dimple tolerance parameter $U_{0,max}$ may be obtained from the National Annex. The recommended values are given in Table 8.4.

Таблиця 8.4 Рекомендовані значення параметра допуску на вм'ятини $U_{0,max}$
Table 8.4 Recommended values for dimple tolerance parameter $U_{0,max}$

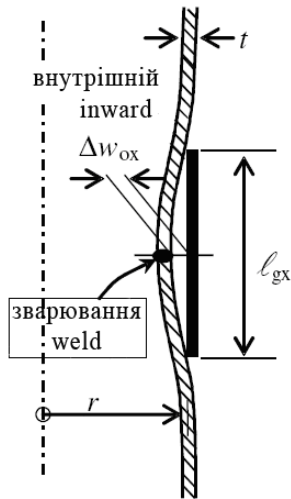
Клас якості допуску на виготовлення Fabrication tolerance quality class	Опис Description	Рекомендоване значення $U_{0,max}$ Recommended value of $U_{0,max}$
Клас А Class A	Відмінний Excellent	0,006
Клас В Class B	Високий High	0,010
Клас С Class C	Нормальний Normal	0,016



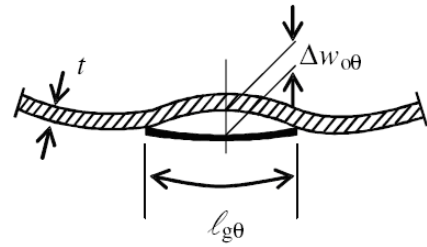
а) Вимірювання по меридіану (див. 8.4.4(2)а)
 a) Measurement on meridian (see) 8.4.4(2)а



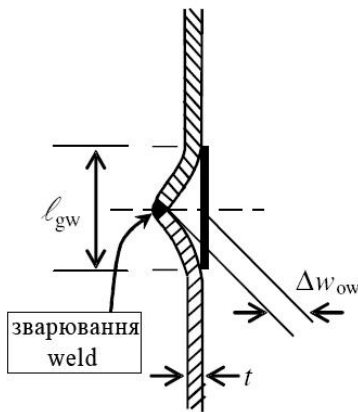
б) Перше вимірювання у коловому напрямку (див. 8.4.4(2)а)
 b) First measurement on a circumferential circle (see 8.4.4(2)а)



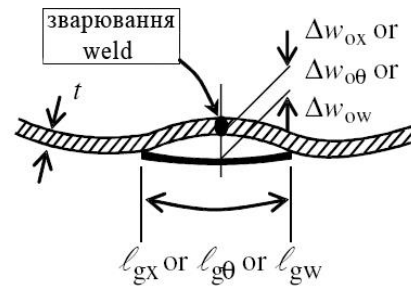
- в) Перше вимірювання по меридіану через зварне з'єднання
 c) First measurement on a meridian across a weld (see 8.4.4(2)a)



- г) Друге вимірювання у коловому напрямку (див. 8.4.4(2)б)
 d) Second measurement on circumferential circle (see 8.4.4(2)b)



- д) Друге вимірювання через зварювання спеціальним калібром (див. 8.4.4(2)с)
 e) Second measurement across a weld with special gauge (see 8.4.4(2)c)



- е) Вимірювання у коловому напрямку через зварювання (див. 8.4.4(2)в)
 ф) Measurements on circumferential circle across weld (see 8.4.4(2)c)

Рисунок 8.4 Вимірювання глибини Δw_0 вихідних вм'ятин
 Figure 8.4 Measurement of depths Δw_0 of initial dimples

8.4.5 Допуск площинності поверхні контакту

(1) Якщо інша конструкція безперервно підтримує оболонку (наприклад, фундамент), її відхилення від площини на поверхні контакту не повинне враховувати ухил у коловому напрямі, що перевищує β_0 .

ПРИМІТКА. У Національному додатку прогнозований вибір β_0 . Рекомендується значення $\beta_0 = 0,1 \% = 0,001$ радіан.

8.4.5 Interface flatness tolerance

(1) Where another structure continuously supports a shell (such as a foundation), its deviation from flatness at the interface should not include a local slope in the circumferential direction greater than β_0 .

NOTE: The National Annex may choose the value of β_0 . The value $\beta_0 = 0,1 \% = 0,001$ radians is recommended.

8.5 ПРОЕКТУВАННЯ ЗА НАПРУЖЕННЯМ

8.5.1 Розрахункові величини напружень

(1) Як розрахункові величини напружень $\sigma_{x,Ed}$, $\sigma_{\theta,Ed}$ і $\tau_{x\theta,Ed}$ слід приймати основні значення стискальних і дотичних мембранних напружень, отриманих лінійно-пружним розрахунком оболонки (LA). В умовах чистого осесиметричного навантаження і опираючого, а також при інших простих з'єднаннях навантажень, зазвичай можна використовувати мембранну теорію.

(2) Як основні значення мембранних напружень слід приймати максимальні значення кожного напруження на даній осевій координаті в конструкції, за винятком випадків, коли особливі положення приведені у Додатку D до даного стандарту або у відповідній прикладній частині стандарту EN 1993.

ПРИМІТКА. В деяких випадках (наприклад, ступінчасті стінки при коловому стисканні, див. Додаток D.2.3) основні значення мембранного напруження є помилковими і перевищують реальні максимальні значення.

(3) Для основних з'єднань навантажень мембранні напруження можна прийняти згідно з Додатком A або Додатком C.

8.5.2 Розрахунковий опір (міцність на повздожній згин)

(1) Опір втраті загальної стійкості слід представляти напруженнями при втраті загальної стійкості, як визначено в 1.3.6. Розрахункові напруження при втраті загальної стійкості знаходять за формулами:

$$\sigma_{x,Rd} = \sigma_{x,Rk} / \gamma_{M1}, \quad \sigma_{\theta,Rd} = \sigma_{\theta,Rk} / \gamma_{M1}, \quad \tau_{x\theta,Rd} = \tau_{x\theta,Rk} / \gamma_{M1} \quad (8.11)$$

(2) Частковий коефіцієнт для опору втраті загальної стійкості γ_{M1} слід прийняти згідно з відповідним прикладним стандартом.

ПРИМІТКА. Значення часткового коефіцієнта γ_{M1} може бути визначено в Національному додатку. Якщо для даної форми конструкції стандарт відсутній або не визначає відповідні значення γ_{M1} , то рекомендується не приймати значення γ_{M1} менше ніж $\gamma_{M1} = 1,1$.

8.5 STRESS DESIGN

8.5.1 Design values of stresses

(1) The design values of stresses $\sigma_{x,Ed}$, $\sigma_{\theta,Ed}$ and $\tau_{x\theta,Ed}$ should be taken as the key values of compressive and shear membrane stresses obtained from linear shell analysis (LA). Under purely axisymmetric conditions of loading and support, and in other simple load cases, membrane theory may generally be used.

(2) The key values of membrane stresses should be taken as the maximum value of each stress at that axial coordinate in the structure, unless specific provisions are given in Annex D of this Standard or the relevant application part of EN 1993.

NOTE: In some cases (e.g. stepped walls under circumferential compression, see Annex D.2.3), the key values of membrane stresses are fictitious and larger than the real maximum values.

(3) For basic loading cases the membrane stresses may be taken from Annex A or Annex C.

8.5.2 Design resistance (buckling strength)

(1) The buckling resistance should be represented by the buckling stresses as defined in 1.3.6. The design buckling stresses should be obtained from:

(2) The partial factor for resistance to buckling γ_{M1} should be taken from the relevant application standard.

NOTE: The value of the partial factor γ_{M1} may be defined in the National Annex. Where no application standard exists for the form of construction involved, or the application standard does not define the relevant values of γ_{M1} , it is recommended that the value of γ_{M1} should not be taken as smaller than $\gamma_{M1} = 1,1$.

(3) Характеристичні напруження при втраті загальної стійкості повинні визначатися множенням характеристичної межі текучості на коефіцієнти послаблення втрати загальної стійкості χ :

$$\sigma_{x,Rk} = \chi_x f_{yk}, \quad \sigma_{\theta,Rk} = \chi_{\theta} f_{yk}, \quad \tau_{x\theta,Rk} = \chi_{\tau} f_{yk} / \sqrt{3} \quad (8.12)$$

(4) Коефіцієнти послаблення втрати загальної стійкості χ_x , χ_{θ} і χ_{τ} слід визначати як функцію відносної гнучкості оболонки $\bar{\lambda}$ за формулами:

$$\chi = 1 \text{ при/when } \bar{\lambda} \leq \bar{\lambda}_0 \quad (8.13)$$

$$\chi = 1 - \beta \left(\frac{\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_0}{\bar{\lambda}_p - \bar{\lambda}_0} \right)^n \text{ при/when } \bar{\lambda}_0 < \bar{\lambda} \leq \bar{\lambda}_p \quad (8.14)$$

$$\chi = \frac{\alpha}{\bar{\lambda}^2} \text{ при/when } \bar{\lambda}_p \leq \bar{\lambda} \quad (8.15)$$

де α – коефіцієнт послаблення пружного дефекту;

β – коефіцієнт інтервалу пластичності;

η – показник ступеня взаємодії;

$\bar{\lambda}_0$ – відносна гнучкість на межі міцності

ПРИМІТКА 1. Значення цих параметрів слід приймати згідно з Додатком D. Якщо у Додатку D значення цих параметрів не визначені, їх можна знайти в Національному додатку.

ПРИМІТКА 2. Вираз (8.15) описує напруження при пружній втраті загальної стійкості з урахуванням геометричних дефектів. У цьому випадку, якщо поведінка є повністю пружною, характеристичне напруження при втраті загальної стійкості можна також визначити безпосередньо з виразів: $\sigma_{x,Rk} = \alpha_x \sigma_{x,Rcr}$, $\sigma_{\theta,Rk} = \alpha_{\theta} \sigma_{\theta,Rcr}$ і $\tau_{x\theta,Rk} = \alpha_{\tau} \tau_{x\theta,Rcr}$.

(5) Значення відносної гнучкості за межею пластичності $\bar{\lambda}_p$ слід визначати за формулою:

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\alpha}{1 - \beta}} \quad (8.16)$$

(6) Параметри відносної гнучкості оболонки для різних складових напружень визначаються за формулами:

$$\bar{\lambda}_x = \sqrt{f_{yk} / \sigma_{x,Rcr}}, \quad \bar{\lambda}_{\theta} = \sqrt{f_{yk} / \sigma_{\theta,Rcr}}, \quad \bar{\lambda}_{\tau} = \sqrt{(f_{yk} / \sqrt{3}) / \tau_{x\theta,Rcr}} \quad (8.17)$$

(3) The characteristic buckling stresses should be obtained by multiplying the characteristic yield strength by the buckling reduction factors χ :

(4) The buckling reduction factors χ_x , χ_{θ} and χ_{τ} should be determined as a function of the relative slenderness of the shell $\bar{\lambda}$ from:

where α is the elastic imperfection reduction factor;

β is the plastic range factor

η is the interaction exponent

$\bar{\lambda}_0$ is the squash limit relative slenderness

NOTE 1: The values of these parameters should be taken from Annex D. Where Annex D does not define the values of these parameters, they may be given by the National Annex.

NOTE 2: Expression (8.15) describes the elastic buckling stress, accounting for geometric imperfections. In this case, where the behaviour is entirely elastic, the characteristic buckling stresses may alternatively be determined directly from $\sigma_{x,Rk} = \alpha_x \sigma_{x,Rcr}$, $\sigma_{\theta,Rk} = \alpha_{\theta} \sigma_{\theta,Rcr}$ і $\tau_{x\theta,Rk} = \alpha_{\tau} \tau_{x\theta,Rcr}$.

(5) The value of the plastic limit relative slenderness $\bar{\lambda}_p$ should be determined from:

(6) The relative shell slenderness parameters for different stress components should be determined from:

(7) Пружні критичні напруження при втраті загальної стійкості $\sigma_{x,Rcr}$, $\sigma_{\theta,Rcr}$ і $\tau_{x\theta,Rcr}$ слід отримати за допомогою відповідних виразів у Додатку D.

(8) Якщо у Додатку D не приводяться відповідні вирази, пружні критичні напруження при втраті загальної стійкості можна вивести з чисельного розрахунку LBA оболонки при комбінаціях впливів, що відносяться до втрати загальної стійкості, визначених у 8.1. Умови, які повинен задовольняти цей розрахунок, див. в 8.6.2 (5) і (6).

8.5.3 Обмеження напружень (перевірка міцності на поздовжній згин)

(1) Незважаючи на те, що втрата загальної стійкості не обумовлена лише напруженнями, граничний стан втрати поздовжньої стійкості в даному розділі повинен бути представлений шляхом обмеження розрахункових величин мембранних напружень. Впливом згинальних ефектів на міцність при поздовжньому згині можна знехтувати за умови, що вони виникають у результаті відповідності вимогам сумісності граничних умов. Згинальні напруження від місцевих навантажень або теплових градієнтів потрібно розглядати за спеціальною методикою.

(2) Залежно від режиму навантаження і напружень слід виконати одну або декілька наступних перевірок для основних значень окремих складових мембранного напруження:

$$\sigma_{x,Ed} \leq \sigma_{x,Rd} \quad \sigma_{\theta,Ed} \leq \sigma_{\theta,Rd} \quad \tau_{x\theta,Ed} \leq \tau_{x\theta,Rd} \quad (8.18)$$

(3) Якщо при даних впливах виникає одна з трьох складових мембранних напружень, що відноситься до втрати загальної стійкості, слід виконати наступну перевірку взаємодії для складного напруженого стану:

$$\left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{\sigma_{x,Rd}} \right)^{k_x} - k_i \left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{\sigma_{x,Rd}} \right) \left(\frac{\sigma_{\theta,Ed}}{\sigma_{\theta,Rd}} \right) + \left(\frac{\sigma_{\theta,Ed}}{\sigma_{\theta,Rd}} \right)^{k_\theta} + \left(\frac{\tau_{x\theta,Ed}}{\tau_{x\theta,Rd}} \right)^{k_\tau} \leq 1 \quad (8.19)$$

(7) The elastic critical buckling stresses $\sigma_{x,Rcr}$, $\sigma_{\theta,Rcr}$ and $\tau_{x\theta,Rcr}$ should be obtained by means of the relevant expressions in Annex D.

(8) Where no appropriate expressions are given in Annex D, the elastic critical buckling stresses may be extracted from a numerical LBA analysis of the shell under the buckling-relevant combinations of actions defined in 8.1. For the conditions that this analysis must satisfy, see 8.6.2 (5) and (6).

8.5.3 Stress limitation (buckling strength verification)

(1) Although buckling is not a purely stress-initiated failure phenomenon, the buckling limit state, within this section, should be represented by limiting the design values of membrane stresses. The influence of bending effects on the buckling strength may be neglected provided they arise as a result of meeting boundary compatibility requirements. In the case of bending stresses from local loads or from thermal gradients, special consideration should be given.

(2) Depending on the loading and stressing situation, one or more of the following checks for the key values of single membrane stress components should be carried out:

(3) If more than one of the three buckling-relevant membrane stress components are present under the actions under consideration, the following interaction check for the combined membrane stress state should be carried out:

де $\sigma_{x,Ed}$, $\sigma_{\theta,Ed}$ і $\tau_{x\theta,Ed}$ – відносяться до взаємодії групи значущих величин стискальних і дотичних мембранних напружень в оболонці, значення параметрів взаємодії при поздовжньому згині k_x , k_θ , k_τ і k_i приведені згідно з Додатком D.

(4) Якщо $\sigma_{x,Ed}$ або $\sigma_{\theta,Ed}$ є розтягальними напруженнями, їх значення у виразі (8.19) слід прийняти рівними нулю.

ПРИМІТКА. Для поздовжньо стиснутих циліндрів із внутрішнім тиском (що викликає кільцевий розтяг) особливі положення приведені у Додатку D. Результуюче значення $\sigma_{x,Rd}$ враховує як зміцнюючий вплив внутрішнього тиску на опір пружній втраті стійкості, так і послаблюючий вплив явища пружно-пластичності «слонової ноги» (вираз D.43). Якщо у виразі (8.19) прийняти $\sigma_{\theta,Ed}$ рівним нулю, то отримаємо точний опис міцності при поздовжньому згині.

(5) Місця і величини кожного з мембранних напружень, що відносяться до втрати загальної стійкості, які використовуються в комбінації у виразі (8.19), визначені у Додатку D.

(6) Якщо умова втрати загальної стійкості оболонки не розглядається в Додатку D, то параметри взаємодії при поздовжньому згині можна консервативно обчислити за допомогою формул:

$$k_x = 1,0 + \chi_x^2 \quad ; \quad (8.20)$$

$$k_\theta = 1,0 + \chi_\theta^2 \quad ; \quad (8.21)$$

$$k_\tau = 1,5 + 0,5\chi_\tau^2 \quad ; \quad (8.22)$$

$$k_i = (\chi_x \chi_\theta)^2 \quad . \quad (8.23)$$

ПРИМІТКА. Ці правила можуть інколи бути дуже консервативними, але вони враховують два крайніх випадки, які, як відомо, є надійними для великої кількості випадків:

- a) у дуже тонких оболонках взаємодія між σ_x і σ_θ є приблизно лінійною;
- b) у дуже товстих оболонках взаємодія набуває характеру взаємодії Мізеса.

8.6 ПРОЕКТУВАННЯ ШЛЯХОМ ЗАГАЛЬНИХ ЧИСЛОВИХ РОЗРАХУНКІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДІВ MNA І LBA АНАЛІЗУ

8.6.1 Розрахункові величини впливів

(1) Розрахункові величини впливів слід приймати згідно 8.1 (1).

where $\sigma_{x,Ed}$, $\sigma_{\theta,Ed}$ and $\tau_{x\theta,Ed}$ are the interaction-relevant groups of the significant values of compressive and shear membrane stresses in the shell and the values of the buckling interaction parameters k_x , k_θ , k_τ and k_i are given in Annex D.

(4) Where $\sigma_{x,Ed}$ or $\sigma_{\theta,Ed}$ is tensile, its value should be taken as zero in expression (8.19).

NOTE: For axially compressed cylinders with internal pressure (leading to circumferential tension) special provisions are made in Annex D. The resulting value of $\sigma_{x,Rd}$ accounts for both the strengthening effect of internal pressure on the elastic buckling resistance and the weakening effect of the elastic-plastic elephant's foot phenomenon (expression D.43). If the tensile $\sigma_{\theta,Ed}$ is then taken as zero in expression (8.19), the buckling strength is accurately represented.

(5) The locations and values of each of the buckling-relevant membrane stresses to be used together in combination in expression (8.19) are defined in Annex D.

(6) Where the shell buckling condition is not included in Annex D, the buckling interaction parameters may be conservatively estimated using:

NOTE: These rules may sometimes be very conservative, but they include the two limiting cases which are well established as safe for a wide range of cases:

- a) in very thin shells, the interaction between σ_x and σ_θ is approximately linear;
- b) in very thick shells, the interaction becomes that of von Mises.

8.6 DESIGN BY GLOBAL NUMERICAL ANALYSIS USING MNA AND LBA ANALYSES

8.6.1 Design value of actions

(1) The design values of actions should be taken as in 8.1 (1).

8.6.2 Розрахункова величина опору

(1) Розрахунковий опір втраті загальної стійкості слід визначати шляхом застосування підвищувального коефіцієнта r_{Rd} до розрахункових значень F_{Ed} комбінації впливів для відповідного з'єднання навантажень.

(2) Розрахунковий опір втраті загальної стійкості $F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed}$ визначається з пластичного номінального опору $F_{Rpl} = r_{Rpl} \cdot F_{Ed}$ і пружного критичного опору втраті загальної стійкості $F_{cr} = r_{Rcr} \cdot F_{Ed}$, об'єднавши ці величини, знаходять характеристичний опір втраті загальної стійкості $F_{Rk} = r_{Rk} \cdot F_{Ed}$. Потім для отримання розрахункового опору слід застосувати частковий коефіцієнт γ_{M1} .

(3) Пластичний номінальний коефіцієнт опору r_{Rpl} (див. рисунок 8.5) має бути отриманий за допомогою фізично нелінійного розрахунку (MNA) як граничне пластичне навантаження при прикладеній комбінації впливів. Як коефіцієнт запасу r_{Rpl} можна прийняти найбільше значення, отримане при розрахунку, без врахування деформаційного зміцнення.

8.6.2 Design value of resistance

(1) The design buckling resistance should be determined from the amplification factor r_{Rd} applied to the design values F_{Ed} of the combination of actions for the relevant load case.

(2) The design buckling resistance $F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed}$ should be obtained from the plastic reference resistance $F_{Rpl} = r_{Rpl} \cdot F_{Ed}$ and the elastic critical buckling resistance $F_{cr} = r_{Rcr} \cdot F_{Ed}$, combining these to find the characteristic buckling resistance $F_{Rk} = r_{Rk} \cdot F_{Ed}$. The partial factor γ_{M1} should then be used to obtain the design resistance.

(3) The plastic reference resistance ratio r_{Rpl} (see figure 8.5) should be obtained by materially nonlinear analysis (MNA) as the plastic limit load under the applied combination of actions. This load ratio r_{Rpl} may be taken as the largest value attained in the analysis, ignoring the effect of strain hardening.

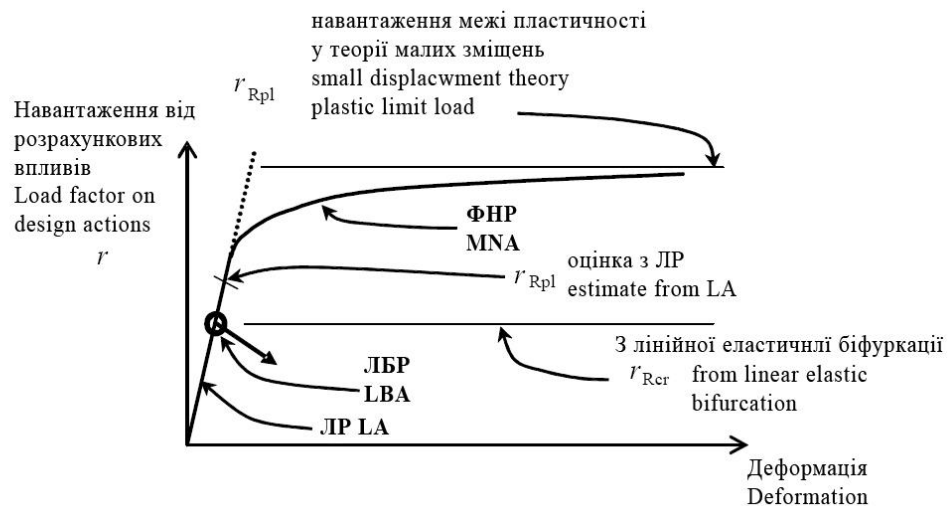


Рисунок 8.5 Визначення пластичного номінального коефіцієнта опору r_{Rpl} і критичного коефіцієнта опору втраті загальної стійкості r_{Rcr} , отриманих із загальних розрахунків MNA і LBA

Figure 8.5 Definition of plastic reference resistance ratio r_{Rpl} and critical buckling resistance ratio r_{Rcr} derived from global MNA and LBA analyses

(4) Якщо неможливо виконати фізично нелінійний розрахунок (MNA), пластичний номінальний коефіцієнт опору r_{Rpl} можна консервативно обчислити шляхом лінійного розрахунку оболонки (LA), виконаного з використанням розрахункових величин прикладеної комбінації впливів відповідно до наступної процедури. Обчислені рівнодійні мембранного напруження $n_{x,Ed}$, $n_{\theta,Ed}$ і $n_{x\theta,Ed}$ у будь-якій точці оболонки використовуються для оцінки пластичного номінального опору за формулою:

$$r_{Rpl} = \frac{t \cdot f_{yk}}{\sqrt{n_{x,Ed}^2 - n_{x,Ed} \cdot n_{\theta,Ed} + n_{\theta,Ed}^2 + n_{x\theta,Ed}^2}} \quad (8.24)$$

Обчислену таким чином найменшу величину пластичного коефіцієнта опору слід прийняти як оцінку пластичного відносного коефіцієнта опору r_{Rpl} .

ПРИМІТКА. Надійну оцінку r_{Rpl} зазвичай можна отримати, застосовуючи вираз (8.24) по черзі в трьох точках оболонки, в яких кожне з трьох рівнодійних мембранних напружень, що виникають внаслідок втрати загальної стійкості, набуває найбільшого значення. Як відповідне значення r_{Rpl} приймається найменше з цих трьох значень.

(5) Пружний критичний коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rcr} визначається з розрахунку власних значень (LBA) використаного для лінійно-пружного обчисленого напруженого стану в геометрично ідеальній оболонці (LA) при розрахункових величинах комбінації навантажень. Найменше власне значення (коефіцієнт запасу біфуркації) слід приймати як пружний критичний коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rcr} , див. рисунок 8.5.

(6) Необхідно перевірити надійність використаного алгоритму обчислення власних значень при пошуку власного вектора, який веде до найменшого власного значення. При виникненні сумнівів необхідно обчислити сусідні власні значення і їх вектори для отримання більш повної картини характеристик біфуркації оболонки. Розрахунок має виконуватися з використанням програмного забезпечення, перевіреного на контрольних прикладах із фізично подібними характеристиками втрати загальної стійкості.

(4) Where it is not possible to undertake a materially non-linear analysis (MNA), the plastic reference resistance ratio r_{Rpl} may be conservatively estimated from linear shell analysis (LA) conducted using the design values of the applied combination of actions using the following procedure. The evaluated membrane stress resultants $n_{x,Ed}$, $n_{\theta,Ed}$ and $n_{x\theta,Ed}$ at any point in the shell should be used to estimate the plastic reference resistance from:

The lowest value of plastic resistance ratio so calculated should be taken as the estimate of the plastic reference resistance ratio r_{Rpl} .

NOTE: A safe estimate of r_{Rpl} can usually be obtained by applying expression (8.24) in turn at the three points in the shell where each of the three buckling-relevant membrane stress resultants attains its highest value, and using the lowest of these three estimates as the relevant value of r_{Rpl} .

(5) The elastic critical buckling resistance ratio r_{Rcr} should be determined from an eigenvalue analysis (LBA) applied to the linear elastic calculated stress state in the geometrically perfect shell (LA) under the design values of the load combination. The lowest eigenvalue (bifurcation load factor) should be taken as the elastic critical buckling resistance ratio r_{Rcr} , see figure 8.5.

(6) It should be verified that the eigenvalue algorithm that is used is reliable at finding the eigenmode that leads to the lowest eigenvalue. In cases of doubt, neighbouring eigenvalues and their eigenmodes should be calculated to obtain a fuller insight into the bifurcation behaviour of the shell. The analysis should be carried out using software that has been authenticated against benchmark cases with physically similar buckling characteristics.

(7) Загальна відносна гнучкість λ_{ov} для всієї оболонки визначається за формулою:

$$\bar{\lambda}_{ov} = \sqrt{F_{Rpl} / F_{Rcr}} = \sqrt{r_{Rpl} / r_{Rcr}} . \quad (8.25)$$

(8) Загальний коефіцієнт ослаблення втрати загальної стійкості χ_{ov} визначається за формулою:

$$\chi_{ov} = f(\bar{\lambda}_{ov}, \bar{\lambda}_{ov,0}, \alpha_{ov}, \beta_{ov}, \eta_{ov})$$

з використанням 8.5.2(4), де α_{ov} – загальний коефіцієнт пружного дефекту

β_{ov} – коефіцієнт інтервалу пластичності ;

η_{ov} – показник ступеня;

$\bar{\lambda}_{ov,0}$ – відносна гнучкість.

(9) При обчисленні коефіцієнтів $\bar{\lambda}_{ov,0}$, r_{Rov} , β_{ov} і η_{ov} слід враховувати чутливість до дефектів, геометричну нелінійність та інші аспекти конкретного випадку втрати загальної стійкості оболонки. Консервативні значення цих параметрів мають бути визначені шляхом порівняння з відомими випадками втрати загальної стійкості оболонки (див. Додаток D), які мають схожі режими втрати загальної стійкості, схожу чутливість до дефектів, схожу геометричну нелінійність, схожу чутливість до пластичних деформацій і схожу поведінку після втрати загальної стійкості. Значення r_{Rov} також повинне враховувати відповідний клас якості допуску на виготовлення.

ПРИМІТКА. Слід уважно підійти до вибору відповідного значення r_{Rov} при використанні цього підходу до геометрії оболонок і з'єднань навантажень, коли можлива миттєва втрата стійкості. До таких випадків відносяться конічні і сферичні ковпаки і куполи під дією зовнішнього тиску або на опорах, які здатні зміщуватися радіально.

Відповідне значення r_{Rov} слід також уважно вибирати, якщо геометрія оболонки і з'єднання навантажень створюють умови, високочутливі до змін геометрії, наприклад, непідкріплені з'єднання між циліндричними і конічними сегментами оболонки під дією меридіональних стискувальних навантажень (наприклад, у димарях).

Зазвичай реестровані навантаження при пружній втраті загальної стійкості оболонки для таких особливих випадків засновані на геометрично нелінійному розрахунку, вживаному до ідеальної або неідеальної геометрії, який передбачає навантаження, що викликає миттєву втрату загальної стійкості. Навпаки, використовувана тут методологія приймає навантаження лінійної біфуркації як номінальний пружний критичний опір втраті загальної стійкості, яка часто набагато вище навантаження при миттєвій втраті стійкості

(7) The overall relative slenderness λ_{ov} for the complete shell should be determined from:

$$\bar{\lambda}_{ov} = \sqrt{F_{Rpl} / F_{Rcr}} = \sqrt{r_{Rpl} / r_{Rcr}} . \quad (8.25)$$

(8) The overall buckling reduction factor χ_{ov} should be determined as:

$$\chi_{ov} = f(\bar{\lambda}_{ov}, \bar{\lambda}_{ov,0}, \alpha_{ov}, \beta_{ov}, \eta_{ov})$$

using 8.5.2 (4), in which

α_{ov} is the overall elastic imperfection reduction factor;

β_{ov} is the plastic range factor;

η_{ov} is the interaction exponent;

$\bar{\lambda}_{ov,0}$ limit relative slenderness.

(9) The evaluation of the factors $\bar{\lambda}_{ov,0}$, r_{Rov} , β_{ov} and η_{ov} should take account of the imperfection sensitivity, geometric nonlinearity and other aspects of the particular shell buckling case. Conservative values for these parameters should be determined by comparison with known shell buckling cases (see Annex D) that have similar buckling modes, similar imperfection sensitivity, similar geometric nonlinearity, similar yielding sensitivity and similar postbuckling behaviour. The value of r_{Rov} should also take account of the appropriate fabrication tolerance quality class.

NOTE: Care should be taken in choosing an appropriate value of r_{Rov} when this approach is used on shell geometries and loading cases where snap-through buckling may occur. Such cases include conical and spherical caps and domes under external pressure or on supports that can displace radially.

The appropriate value of r_{Rov} should also be chosen with care when the shell geometry and load case produce conditions that are highly sensitive to changes of geometry, such as at unstiffened junctions between cylindrical and conical shell segments under meridional compressive loads (e.g. in chimneys).

The commonly reported elastic shell buckling loads for these special cases are normally based on geometrically nonlinear analysis applied to a perfect or imperfect geometry, which predicts the snap-through buckling load. By contrast, the methodology used here adopts the linear bifurcation load as the reference elastic critical buckling resistance, and this is often much higher than the snap-through load.

Проектний розрахунок повинен враховувати ці два джерела зниженого опору шляхом відповідного вибору загального коефіцієнта послаблення пружного дефекту r_{Rov} . Цей вибір повинен враховувати як ефект геометричної нелінійності (який може призвести до миттєвої втрати стійкості), так і додаткове зменшення міцності, викликане геометричними дефектами.

The design calculation must account for these two sources of reduced resistance by an appropriate choice of the overall elastic imperfection reduction factor r_{Rov} . This choice must include the effect of both the geometric nonlinearity (that can lead to snap-through) and the additional strength reduction caused by geometric imperfections.

(10) Якщо положення (9) не можуть бути досягнуті з відповідною впевненістю, необхідно провести відповідні випробування, див. стандарт EN 1990, Додаток D.

(10) If the provisions of (9) cannot be achieved beyond reasonable doubt, appropriate tests should be carried out, see EN 1990, Annex D.

(11) Якщо особливі значення r_{Rov} , β_{ov} , η_{ov} і $\bar{\lambda}_{ov,0}$ відсутні в (9) або (10), можна використати значення для повздовжньо стиснутого невідкріпленого циліндра, див. D.1.2.2. Якщо існує можливість «хлопка», слід розглянути відповідне подальше зменшення r_{Rov} .

(11) If specific values of r_{Rov} , β_{ov} , η_{ov} and $\bar{\lambda}_{ov,0}$ are not available according to (9) or (10), the values for an axially compressed unstiffened cylinder may be adopted, see D.1.2.2. Where snapthrough is known to be a possibility, appropriate further reductions in r_{Rov} should be considered.

(12) Характеристичний коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rk} отримують за формулою:

(12) The characteristic buckling resistance ratio r_{Rk} should be obtained from:

$$r_{Rk} = \chi_{ov} \cdot r_{Rpl}, \quad (8.26)$$

де r_{Rpl} – пластичний номінальний коефіцієнт опору.

where: r_{Rpl} is the plastic reference resistance ratio.

(13) Розрахунковий коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rd} отримують за формулою:

(13) The design buckling resistance ratio r_{Rd} should be obtained from:

$$r_{Rd} = r_{rk} / \gamma_{M1}, \quad (8.27)$$

де γ_{M1} – частковий коефіцієнт для опору втраті загальної стійкості у відповідності з 8.5.2 (2).

where: γ_{M1} is the partial factor for resistance to buckling according to 8.5.2 (2).

8.6.3 Перевірка міцності на поздовжній згин

8.6.3 Buckling strength verification

(1) Необхідно перевірити, що:

(1) It should be verified that:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Rk} \text{ або/ор } r_{Rd} \geq 1 \quad (8.28)$$

8.7 ПРОЕКТУВАННЯ ШЛЯХОМ ЗАГАЛЬНИХ ЧИСЛОВИХ РОЗРАХУНКІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДІВ GMNIA РОЗРАХУНКУ

8.7.1 Розрахункові значення впливів

(1) Розрахункові величини впливів потрібно приймати відповідно до 8.1 (1).

8.7.2 Розрахункове значення опору

(1) Розрахунковий опір втраті загальної стійкості слід визначати у вигляді коефіцієнта запасу r_R , який застосовується до розрахункових значень F_{Ed} комбінації впливів для відповідного з'єднання навантажень.

(2) Характеристичний коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rk} має бути отриманий із неідеального коефіцієнта пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNIA}$, скоректованого на калібрувальний коефіцієнт k_{GMNIA} . Тоді розрахунковий коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rd} знаходять із використанням часткового коефіцієнта γ_{MI} .

(3) Щоб визначити неідеальний коефіцієнт пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNIA}$, необхідно виконати розрахунок GMNIA геометрично неідеальної оболонки при прикладеній комбінації впливів у поєднанні з розрахунком власних значень для виявлення можливих біфуркацій на траєкторії зміни навантаження.

ПРИМІТКА. Якщо пластичність суттєво впливає на опір втраті загальної стійкості, слід уважно перевірити чи прогнозує прийнятий характер дефекту деякі деформації зсуву до втрати загальної стійкості, оскільки модуль зсуву дуже чутливий до малих пластичних деформацій. При деяких проблемах втрати загальної стійкості оболонки (наприклад, втрата стійкості при зсуві колових пластин), якщо цей ефект не враховується, розрахунок власних значень може дати значно завищену оцінку пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості.

(4) Спочатку необхідно виконати розрахунок LBA ідеальної конструкції, щоб визначити пружний критичний коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rcr} ідеальної оболонки. Потім слід виконати розрахунок MNA ідеальної конструкції,

8.7 DESIGN BY GLOBAL NUMERICAL ANALYSIS USING GMNIA ANALYSIS

8.7.1 Design values of actions

(1) The design values of actions should be taken as in 8.1 (1).

8.7.2 Design value of resistance

(1) The design buckling resistance should be determined as a load factor r_R applied to the design values F_{Ed} of the combination of actions for the relevant load case.

(2) The characteristic buckling resistance ratio r_{Rk} should be found from the imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNIA}$, adjusted by the calibration factor k_{GMNIA} . The design buckling resistance ratio r_{Rd} should then be found using the partial factor γ_{MI} .

(3) To determine the imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNIA}$, a GMNIA analysis of the geometrically imperfect shell under the applied combination of actions should be carried out, accompanied by an eigenvalue analysis to detect possible bifurcations in the load path.

NOTE: Where plasticity has a significant effect on the buckling resistance, care should be taken to ensure that the adopted imperfection mode induces some pre-buckling shear strains, because the shear modulus is very sensitive to small plastic shear strains. In certain shell buckling problems (e.g. shear buckling of annular plates), if this effect is omitted, the eigenvalue analysis may give a considerable overestimate of the elastic-plastic buckling resistance.

(4) An LBA analysis should first be performed on the perfect structure to determine the elastic critical buckling resistance ratio r_{Rcr} of the perfect shell. An MNA should next be performed on the perfect structure to determine the perfect plastic

щоб визначити ідеальний пластичний номінальний коефіцієнт опору r_{Rpl} . Ці два коефіцієнти опору потім слід використувати для визначення загальної відносної гнучкості $\bar{\lambda}_{ov}$ всієї оболонки згідно з виразом 8.25.

(5) Потім слід виконати розрахунок GMNA ідеальної конструкції, щоб визначити ідеальний коефіцієнт пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNA}$. Цей коефіцієнт опору має бути використаний пізніше щоб перевірити, чи ефект вибраних геометричних дефектів прогнозує значний негативний вплив, що забезпечує отримання найменшого опору. Розрахунок GMNA повинен виконуватися при прикладеній комбінації навантажень у поєднанні з розрахунком власних значень для виявлення можливих біфуркацій на траєкторії зміни навантаження.

(6) Неідеальний коефіцієнт пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNA}$ слід визначити як найменший коефіцієнт запасу r_R , отриманий за трьома наступними критеріями C1, C2 і C3, див. рисунок 8.6:

Критерій C1: Максимальний коефіцієнт запасу на кривій «навантаження-деформація» (граничне навантаження);

Критерій C2: Коефіцієнт запасу біфуркації, якщо вона має місце впродовж траєкторії навантаження до досягнення граничної точки кривої «навантаження-деформація»;

Критерій C3: Найбільша допустима деформація, якщо вона має місце впродовж траєкторії навантаження до досягнення навантаження біфуркації або граничного навантаження.

(7) Найбільша допустима деформація має бути оцінена по відношенню до умов конкретної конструкції. Якщо відсутні інші значення, можна вважати що найбільша допустима деформація була досягнута, коли найбільший місцевий поворот поверхні оболонки (ухил поверхні відносно її вихідної геометрії) набув значення β .

ПРИМІТКА. У Національному додатку передбачений вибір значення β . Рекомендується значення $\beta = 0,1$ радіан.

reference resistance ratio r_{Rpl} . These two resistance ratios should then be used to establish the overall relative slenderness $\bar{\lambda}_{ov}$ for the complete shell according to expression 8.25.

(5) A GMNA analysis should then be performed on the perfect structure to determine the perfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNA}$. This resistance ratio should be used later to verify that the effect of the chosen geometric imperfections has a sufficiently deleterious effect to give confidence that the lowest resistance has been obtained. The GMNA analysis should be carried out under the applied combination of actions, accompanied by an eigenvalue analysis to detect possible bifurcations in the load path.

(6) The imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNA}$ should be found as the lowest load factor r_R obtained from the three following criteria C1, C2 and C3, see figure 8.6:

Criterion C1: The maximum load factor on the load-deformation-curve (limit load);

Criterion C2: The bifurcation load factor, where this occurs during the loading path before reaching the limit point of the load-deformation-curve;

Criterion C3: The largest tolerable deformation, where this occurs during the loading path before reaching a bifurcation load or a limit load.

(7) The largest tolerable deformation should be assessed relative to the conditions of the individual structure. If no other value is available, the largest tolerable deformation may be deemed to have been reached when the greatest local rotation of the shell surface (slope of the surface relative to its original geometry) attains the value β .

NOTE: The National Annex may choose the value of β . The value $\beta = 0,1$ radians is recommended.

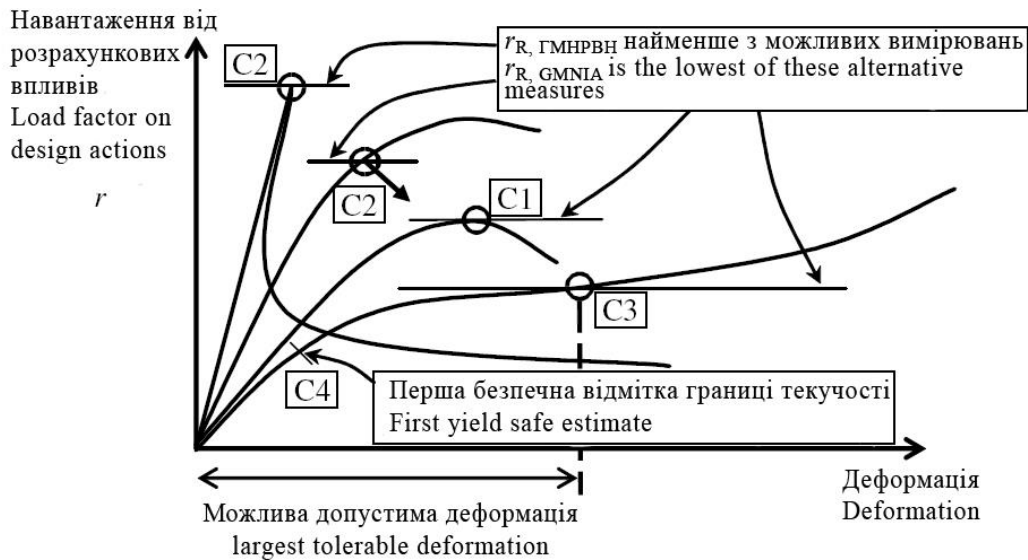


Рисунок 8.6 Визначення опору втраті загальної стійкості із загального розрахунку GMNIA

Figure 8.6 Definition of buckling resistance from global GMNIA analysis

(8) Консервативну оцінку неідеального коефіцієнта пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNIA}$ можна отримати за допомогою розрахунку GNIA геометрично неідеальної оболонки при прикладеній комбінації впливів. У цьому випадку для визначення найменшого коефіцієнта запасу r_R необхідно використувати наступні критерії:

Критерій C4: Коефіцієнт запасу, при якому еквівалентне напруження у найбільш напруженій точці на поверхні оболонки досягає розрахункового значення межі текучості $f_{yd} = f_{yk} / \gamma_{M0}$, див. рисунок 8.6.

ПРИМІТКА. Слід зазначити, що розрахунки GMNA, GMNIA і GNIA повинні завжди виконуватися при регулярних перевірках власних значень, щоб гарантувати виявлення можливої біфуркації на траєкторії зміни навантаження.

(9) При формулюванні розрахунку GMNIA (або GNIA) необхідно внести відповідні поправки для врахування впливу дефектів, якого не можна уникнути на практиці, включаючи:

а) геометричні дефекти, такі як: відхилення від номінальної геометричної форми серединної поверхні (попередні деформації, некруглість); неоднорідності в зварних швах або поблизу них (невеликі ексцентриситети, усадка, неточності кривизни прокатки);

(8) A conservative assessment of the imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNIA}$ may be obtained using a GNIA analysis of the geometrically imperfect shell under the applied combination of actions. In this case, the following criterion should be used to determine the lowest load factor r_R :

Criterion C4: The load factor at which the equivalent stress at the most highly stressed point on the shell surface reaches the design value of the yield stress $f_{yd} = f_{yk} / \gamma_{M0}$, see figure 8.6.

NOTE: It should be noted that GMNA, GMNIA and GNIA analyses must always be undertaken with regular eigenvalue checks to ensure that any possible bifurcation on the load path is detected.

(9) In formulating the GMNIA (or GNIA) analysis, appropriate allowances should be incorporated to cover the effects of imperfections that cannot be avoided in practice, including:

a) geometric imperfections, such as: deviations from the nominal geometric shape of the middle surface (pre-deformations, out-of-roundness); irregularities at and near welds (minor eccentricities, shrinkage depressions, rolling curvature errors);

відхилення від номінальної товщини;
недостатня рівність опор;
b) дефекти матеріалу, такі як:
залишкові напруження, викликані прокаткою, пресуванням, зварюванням, рихтуванням тощо;
неоднорідності та анізотропія.

ПРИМІТКА. Додаткові можливі негативні впливи на неідеальний коефіцієнт пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNIA}$, такі як осідання ґрунту або гнучкість з'єднань чи опор, не класифікуються як дефекти в рамках цих положень.

(10) Дефекти мають бути враховані в розрахунку GMNIA шляхом включення відповідних додаткових величин у розрахункову модель для чисельного розрахунку.

(11) Дефекти, загалом, мають бути представлені за допомогою еквівалентних геометричних дефектів у вигляді вихідних відхилень форми, перпендикулярних до серединної поверхні ідеальної оболонки, за винятком випадків, коли використовується кращий спосіб. Серединна поверхня геометрично неідеальної оболонки має бути отримана шляхом суперпозиції еквівалентних геометричних дефектів та геометрії ідеальної оболонки.

(12) Поєднання еквівалентних геометричних дефектів має бути таким, щоб врахувати найбільш несприятливий вплив на коефіцієнт неідеальності пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNIA}$ оболонки. Якщо найсприятливіше з'єднання не можна швидко визначити з достатньою точністю, розрахунок повинен виконуватися для достатньої кількості різних поєднань дефектів, і необхідно визначити найгірший випадок (найменше значення $r_{R,GMNIA}$).

(13) Необхідно використовувати поєднання, схоже з власним вектором, за винятком випадків, коли можна обґрунтувати інше несприятливе поєднання.

ПРИМІТКА. Поєднання, схоже з власним вектором, це критичний режим втраті загальної стійкості з пружним критичним коефіцієнтом втраті загальної стійкості r_{Rcr} , заснованим на розрахунку LBA ідеальної оболонки.

deviations from nominal thickness;
lack of evenness of supports.
b) material imperfections, such as:
residual stresses caused by rolling, pressing, welding, straightening etc.;

inhomogeneities and anisotropies.

NOTE: Further possible negative influences on the imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNIA}$, such as ground settlements or flexibilities of connections or supports, are not classed as imperfections in the sense of these provisions.

(10) Imperfections should be allowed for in the GMNIA analysis by including appropriate additional quantities in the analytical model for the numerical computation.

(11) The imperfections should generally be introduced by means of equivalent geometric imperfections in the form of initial shape deviations perpendicular to the middle surface of the perfect shell, unless a better technique is used. The middle surface of the geometrically imperfect shell should be obtained by superposition of the equivalent geometric imperfections on the perfect shell geometry.

(12) The pattern of the equivalent geometric imperfections should be chosen in such a form that it has the most unfavourable effect on the imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNIA}$ of the shell. If the most unfavourable pattern cannot be readily identified beyond reasonable doubt, the analysis should be carried out for a sufficient number of different imperfection patterns, and the worst case (lowest value of $r_{R,GMNIA}$) should be identified.

(13) The eigenmode-affine pattern should be used unless a different unfavourable pattern can be justified.

NOTE: The eigenmode affine pattern is the critical buckling mode associated with the elastic critical buckling resistance ratio r_{Rcr} based on an LBA analysis of the perfect shell.

(14) Модель еквівалентних геометричних дефектів повинна, за можливості, несприятливим чином відображати елементи конструкції та граничні умови.

(15) Всупереч (13) і (14) моделі можна не розглядати, якщо вони нереалістичні, виходячи із способу виготовлення, виробництва або монтажу.

(16) Слід вивчити коректування прийнятого режиму геометричних дефектів з метою включення елементів конструкції (таких як осесиметричні поглиблення зварних швів).

ПРИМІТКА. Національний додаток може встановлювати додаткові вимоги до оцінки відповідних моделей дефектів.

(17) Знак еквівалентних геометричних дефектів має бути вибраний так, щоб максимальні вихідні відхилення форми були несприятливо орієнтовані у напрямку до центру кривизни оболонки.

(18) Величину прийнятої форми еквівалентного геометричного дефекту слід приймати залежно від класу якості допуску на виготовлення. Максимальне відхилення геометрії еквівалентного дефекту від ідеальної форми $\Delta w_{0,eq}$ має дорівнювати більшому із значень $\Delta w_{0,eq,1}$ і $\Delta w_{0,eq,2}$, де

$$\Delta w_{0,eq,1} = l_g \cdot U_{n1}, \quad (8.29)$$

$$\Delta w_{0,eq,2} = n_i \cdot t \cdot U_{n2}, \quad (8.30)$$

де l_g – всі значущі довжини калібру у відповідності з 8.4.4 (2);
 t – місцева товщина стінки оболонки;
 n_i – множник для здобуття відповідного рівня допуску;
 U_{n1} і U_{n2} – параметри величини вм'ятин для відповідного класу якості допуску на виготовлення.

ПРИМІТКА 1. В Національному додатку може бути передбачений вибір значення n_i . Рекомендується значення $n_i = 25$.

ПРИМІТКА 2. Значення для параметра допуску вм'ятин U_{n1} і U_{n2} можна узяти з Національного додатка. Значення, що рекомендуються, приведені в таблиці 8.5.

(14) The pattern of the equivalent geometric imperfections should, if practicable, reflect the constructional detailing and the boundary conditions in an unfavourable manner.

(15) Notwithstanding (13) and (14), patterns may be excluded from the investigation if they can be eliminated as unrealistic because of the method of fabrication, manufacture or erection.

(16) Modification of the adopted mode of geometric imperfections to include realistic structural details (such as axisymmetric weld depressions) should be explored.

NOTE: The National Annex may define additional requirements for the assessment of appropriate patterns of imperfections.

(17) The sign of the equivalent geometric imperfections should be chosen in such a manner that the maximum initial shape deviations are unfavourably oriented towards the centre of the shell curvature.

(18) The amplitude of the adopted equivalent geometric imperfection form should be taken as dependent on the fabrication tolerance quality class. The maximum deviation of the geometry of the equivalent imperfection from the perfect shape $\Delta w_{0,eq}$ should be the larger of $\Delta w_{0,eq,1}$ and $\Delta w_{0,eq,2}$, where:

where: l_g is all relevant gauge lengths according to 8.4.4 (2);
 t is the local shell wall thickness;
 n_i is a multiplier to achieve an appropriate tolerance level;
 U_{n1} and U_{n2} are the dimple imperfection amplitude parameters for the relevant fabrication tolerance quality class.

NOTE 1: The National Annex may choose the value of n_i . The value $n_i = 25$ is recommended.

NOTE 2: Values for the dimple tolerance parameter U_{n1} and U_{n2} may be obtained from the National Annex. The recommended values are given in Table 8.5.

Таблиця 8.5 Рекомендовані значення параметрів величини вм'ятин U_{n1} і U_{n2}
Table 8.5 Recommended values for dimple imperfection amplitude parameters U_{n1} and U_{n2}

Клас якості допуску на виготовлення Fabrication tolerance quality class	Опис Description	Рекомендоване значення U_{n1} Recommended value of U_{n1}	Рекомендоване значення U_{n2} Recommended value of U_{n2}
Клас А Class A	Відмінний Excellent	0,010	0,010
Клас В Class B	Високий High	0,016	0,016
Клас С Class C	Нормальний Normal	0,025	0,025

(19) Величина геометричного дефекту в прийнятій моделі еквівалентного геометричного дефекту повинна відповідати довжині калібру, встановленому в 8.4.4 (2), яким вона визначається.

(19) The amplitude of the geometric imperfection in the adopted pattern of the equivalent geometric imperfection should be interpreted in a manner which is consistent with the gauge length method, set out in 8.4.4 (2), by which it is defined.

(20) Крім того, необхідно перевірити, чи розрахунок, при якому враховуються дефекти з величиною на 10 % менше значення $\Delta w_{0,eq}$, знайденого в (18), не дає меншого значення для коефіцієнта $r_{R,GMNIA}$. Якщо отримано менше значення, процедуру слід послідовно повторити, щоб знайти найменше значення коефіцієнта $r_{R,GMNIA}$ у міру зміни величини.

(20) Additionally, it should be verified that an analysis that adopts an imperfection whose amplitude is 10% smaller than the value $\Delta w_{0,eq}$ found in (18) does not yield a lower value for the ratio $r_{R,GMNIA}$. If a lower value is obtained, the procedure should be iterated to find the lowest value of the ratio $r_{R,GMNIA}$ as the amplitude is varied.

(21) Якщо можливі супутні ефекти від навантаження, то слід або включити їх у розрахунок, або перевірити, щоб їх вплив був незначним.

(21) If follower load effects are possible, either they should be incorporated in the analysis, or it should be verified that their influence is negligible.

(22) Для кожного обчисленого значення неідеального коефіцієнта пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNIA}$ необхідно визначити відношення неідеального опору до ідеального ($r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$) і порівняти із значеннями r_R , знайденими за допомогою 8.5 і Додатка D, щоб перевірити, чи вибраний геометричний дефект впливає негативно, порівняно з впливом, отриманим від нижньої межі результатів випробувань.

(22) For each calculated value of the imperfect elastic-plastic buckling resistance $r_{R,GMNIA}$, the ratio of the imperfect to perfect resistance ($r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$) should be determined and compared with values of r_R found using the procedures of 8.5 and Annex D, to verify that the chosen geometric imperfection has a deleterious effect that is comparable with that obtained from a lower bound to test results.

ПРИМІТКА. Якщо опір визначається ефектами пластичності, відношення ($r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$) буде значно більше коефіцієнта послаблення пружного дефекту α , і не очікується більш ближче порівняння. Проте, якщо опір визначається явищем втрати загальної стійкості, яке є в значній мірі пружним, відношення ($r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$) має бути лише трохи більшим за значення, визначене за допомогою ручних розрахунків, і слід врахувати чинники, що призводять до більш високого значення.

NOTE: Where the resistance is dominated by plasticity effects, the ratio ($r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$) will be much larger than the elastic imperfection reduction factor α , and no close comparison can be expected. However, where the resistance is controlled by buckling phenomena that are substantially elastic, the ratio ($r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$) should be only a little higher than the value determined by hand calculation, and the factors leading to the higher value should be considered.

(23) Надійність числового визначення неідеального коефіцієнта пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості $r_{R,GMNIA}$ слід перевірити одним із наступних альтернативних методів:

a) використовуючи одну програму для розрахунку значень $r_{R,GMNIA,check}$ для інших випадків втрати загальної стійкості оболонки, для яких відомі значення характеристичного коефіцієнта опору втраті загальної стійкості $r_{Rk,known,check}$. Перевірні випадки повинні використовувати по суті схожі припущення щодо дефектів і мати подібні параметри, що контролюють втрату загальної стійкості (такі як відносна гнучкість оболонки, поведінка після втрати загальної стійкості, чутливість до дефектів, геометрична нелінійність і характеристики матеріалу);

b) шляхом порівняння обчислених значень ($r_{R,GMNIA,check}$) з результатами випробувань ($r_{R,test,known,check}$). Перевірні випадки повинні задовольняти критерії подібності, наведені в (a).

ПРИМІТКА 1. Інші випадки втрати загальної стійкості оболонки, для яких відомі значення характеристичного коефіцієнта опору втраті загальної стійкості $r_{Rk,known,check}$, можна знайти в спеціалізованій літературі. Слід зазначити, що результати ручного розрахунку 8.5 і у Додатку D – це загальні нижні межі результатів випробувань, які інколи призводять до низьких оцінок значень характеристичного опору втраті загальної стійкості, який складно отримати чисельними методами.

ПРИМІТКА 2. При використанні результатів випробувань необхідно встановити, що геометричні дефекти, наявні під час випробувань, можуть вважатися характерними для дефектів, які з'являться на практиці.

(24) Залежно від результатів перевірок надійності відповідно обчислюється калібрувальний коефіцієнт k_{GMNIA} за формулами:

$$k_{CMNIA} = \frac{r_{Rk,known,check}}{r_{R,GMNIA,check}} \text{ або/ор } k_{CMNIA} = \frac{r_{R,test,known,check}}{r_{R,GMNIA,check}}, \quad (8.31)$$

де $r_{Rk,known,check}$ – відоме характеристичне значення;

$r_{R,test,known,check}$ – відомий результат випробувань;

$r_{R,GMNIA,check}$ – результат обчислень для перевірки випадку втрати загальної стійкості або випробування на втрату загальної стійкості, в залежності від ситуації.

(23) The reliability of the numerically determined imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio $r_{R,GMNIA}$ should be checked by one of the following alternative methods:

a) by using the same program to calculate values $r_{R,GMNIA}$, check for other shell buckling cases for which characteristic buckling resistance ratio values $r_{Rk,known,check}$ are known. The check cases should use basically similar imperfection assumptions and be similar in their buckling controlling parameters (such as relative shell slenderness, postbuckling behaviour, imperfection-sensitivity, geometric nonlinearity and material behaviour);

b) by comparison of calculated values ($r_{R,GMNIA,check}$) against test results ($r_{R,test,known,check}$). The check cases should satisfy the same similarity conditions given in (a).

NOTE 1: Other shell buckling cases for which the characteristic buckling resistance ratio values $r_{Rk,known,check}$ are known may be found from the scientific literature on shell buckling. It should be noted that the hand calculations of 8.5 and Annex D are derived as general lower bounds on test results, and these sometimes lead to such low assessed values for the characteristic buckling resistance that they cannot be easily obtained numerically.

NOTE 2: Where test results are used, it should be established that the geometric imperfections present in the test may be expected to be representative of those that will occur in practical construction.

(24) Depending on the results of the reliability checks, the calibration factor k_{GMNIA} should be evaluated, as appropriate, from:

where: $r_{Rk,known,check}$ is the known characteristic value;

$r_{R,test,known,check}$ is the known test result;

$r_{R,GMNIA,check}$ is the calculation outcome for the check buckling case or the test buckling case, as appropriate.

(25) Якщо результати випробувань використовуються для визначення k_{GMNIA} , а обчислене значення k_{GMNIA} перевищує 1,0, то слід прийняти значення $k_{GMNIA}=1,0$.

(26) Якщо для визначення k_{GMNIA} використовується відоме характеристичне значення, і обчислене значення k_{GMNIA} лежить поза діапазоном $0,8 < k_{GMNIA} < 1,2$, то цю процедуру використовувати не слід. Результат розрахунку GMNIA слід вважати недійсним, і необхідно виконати подальші обчислення для встановлення причин розбіжності.

(27) Характеристичний коефіцієнт опору втраті загальної стійкості слід знайти за формулою:

$$r_{Rk} = k_{GMNIA} \cdot r_{R,GMNIA} \quad , \quad (8.32)$$

де $r_{R,GMNIA}$ – обчислений неідеальний коефіцієнт пружно-пластичного опору втраті загальної стійкості;
 k_{GMNIA} – калібрувальний коефіцієнт.

8.7.3 Перевірка міцності на поздовжній згин

(1) Розрахунковий коефіцієнт опору втраті загальної стійкості r_{Rd} отримують за формулою:

$$r_{Rd} = r_{Rk} / \gamma_{M1} \quad (8.33)$$

де γ_{M1} – частковий коефіцієнт для опору втраті загальної стійкості відповідно до 8.5.2 (2).

(2) Необхідно перевірити, що:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \quad \text{або/ор} \quad r_{Rd} \geq 1 \quad (8.34)$$

(25) Where test results are used to determine k_{GMNIA} , and the calculated value of k_{GMNIA} exceeds 1,0, the adopted value should be $k_{GMNIA}=1,0$.

(26) Where a known characteristic value based on existing established theory is used to determine k_{GMNIA} , and the calculated value of k_{GMNIA} lies outside the range $0,8 < k_{GMNIA} < 1,2$, this procedure should not be used. The GMNIA result should be deemed invalid and further calculations undertaken to establish the causes of the discrepancy.

(27) The characteristic buckling resistance ratio should be obtained from:

where: $r_{R,GMNIA}$ is the calculated imperfect elastic-plastic buckling resistance ratio;

k_{GMNIA} is the calibration factor.

8.7.3 Buckling strength verification

(1) The design buckling resistance ratio r_{Rd} should be obtained from:

where: γ_{M1} is the partial factor for resistance to buckling according to 8.5.2 (2).

(2) It should be verified that:

9 ГРАНИЧНИЙ СТАН ВТОМИ (LS4)

9.1 РОЗРАХУНКОВІ ВЕЛИЧИНИ ВПЛИВІВ

(1) За розрахункові величини впливів для кожного з'єднання навантажень слід прийняти змінні частини загального впливу, що є прогнозованим спектром дій протягом усього терміну придатності конструкції.

(2) Відповідний спектр впливів слід узяти із стандарту EN 1991 згідно з визначеннями, приведеними у відповідних частинах стандарту EN 1993.

9.2 ПРОЕКТУВАННЯ ЗА НАПРУЖЕННЯМИ

9.2.1 Загальні положення

(1) Слід використовувати оцінку втоми, представлену в стандарті EN 1993-1-9, за винятком випадків, наведених у цьому стандарті.

(2) γ_{Mf} Частковий коефіцієнт для опору втоми слід прийняти з відповідного прикладного стандарту.

ПРИМІТКА. Значення часткового коефіцієнта γ_{Mf} може бути визначено в Національному додатку. Якщо для даної форми конструкції стандарт відсутній або він не визначає відповідні значення γ_{Mf} , то його слід прийняти згідно з стандартом EN 1993-1-9. Рекомендовано приймати значення γ_{Mf} не менше ніж $\gamma_{Mf} = 1,1$.

9.2.2 Розрахункові величини діапазону напруження

(1) Напруження слід визначати шляхом лінійно-пружного розрахунку конструкції під дією розрахункових величин втомних дій.

(2) При кожній перевірці граничного стану розрахункова величина діапазону втомного напруження $\Delta\sigma$ має бути прийнята як більша із значень на двох поверхнях оболонки і має бути заснована на сумі первинних і вторинних напружень.

(3) Залежно від оцінки втоми, що виконується відповідно до EN 1993-1-9, мають бути обчислені номінальні або геометричні діапазони напружень.

9 FATIGUE LIMIT STATE (LS4)

9.1 DESIGN VALUES OF ACTIONS

(1) The design values of the actions for each load case should be taken as the varying parts of the total action representing the anticipated action spectrum throughout the design life of the structure.

(2) The relevant action spectra should be obtained from EN 1991 in accordance with the definitions given in the appropriate application parts of EN 1993.

9.2 STRESS DESIGN

9.2.1 General

(1) The fatigue assessment presented in EN 1993-1-9 should be used, except as provided here.

(2) γ_{Mf} The partial factor for resistance to fatigue shall be taken from the relevant application standard.

NOTE: The value of the partial factor γ_{Mf} may be defined in the National Annex. Where no application standard exists for the form of construction involved, or the application standard does not define the relevant values of γ_{Mf} , the value of γ_{Mf} should be taken from EN 1993-1-9. It is recommended that the value of γ_{Mf} should not be taken as smaller than $\gamma_{Mf} = 1,1$.

9.2.2 Design values of stress range

(1) Stresses should be determined by a linear elastic analysis of the structure subject to the design values of the fatigue actions.

(2) In each verification of the limit state, the design value of the fatigue stress should be taken as the larger stress range $\Delta\sigma$ of the values on the two surfaces of the shell, and based on the sum of the primary and the secondary stresses.

(3) Depending upon the fatigue assessment carried out according to EN 1993-1-9, either nominal stress ranges or geometric stress ranges should be evaluated.

(4) Номінальні діапазони напружень можна використовувати у разі прийняття 9.2.3 (2).

(5) Геометричні діапазони напружень слід використовувати для елементів конструкції, що відрізняються від елементів у 9.2.3 (2).

(6) Геометричний діапазон напружень враховує лише загальну геометрію з'єднання, виключаючи місцеві напруження внаслідок геометрії і внутрішніх ефектів зварного шва. Його можна визначити за допомогою використання геометричних коефіцієнтів концентрації напружень, що обчислюється за формулами.

(7) Напруження, що використовуються для розрахунку на втому елементів конструкції з лінійною геометричною орієнтацією, слід розкласти на поперечні і паралельні осям елемента складові.

9.2.3 Розрахункові величини опору (втомна міцність)

(1) Розрахункові величини опору, отримані далі, можна застосовувати до будівельних сталей у діапазоні температур до 150 °C.

(2) Опір втомі елементів конструкції, що зазвичай зустрічаються в пустотілих конструкціях, слід приймати згідно з класами EN 1993-3-2 і розраховувати в перерахунку на діапазон напруження $\Delta\sigma_E$, відповідно до кількості циклів, за якими значення додатково класифікуються у відповідності з якістю зварних швів.

(3) Опір втомі класів елементів слід прийняти з EN 1993-1-9.

9.2.4 Обмеження діапазону напружень

(1) При кожній перевірці цього граничного стану розрахунковий діапазон напруження $\Delta\sigma_E$ має задовольняти умову:

$$\gamma_{Ef} \Delta\sigma_E \leq \Delta\sigma_R / \gamma_{Mf} ,$$

(4) Nominal stress ranges may be used if 9.2.3 (2) is adopted.

(5) Geometric stress ranges should be used for construction details that differ from those of 9.2.3 (2).

(6) The geometric stress range takes into account only the overall geometry of the joint, excluding local stresses due to the weld geometry and internal weld effects. It may be determined by use of geometrical stress concentration factors given by expressions.

(7) Stresses used for the fatigue design of construction details with linear geometric orientation should be resolved into components transverse to and parallel to the axis of the detail.

9.2.3 Design values of resistance (fatigue strength)

(1) The design values of resistance obtained from the following may be applied to structural steels in the temperature range up to 150° C.

(2) The fatigue resistance of construction details commonly found in shell structures should be obtained from EN 1993-3-2 in classes and evaluated in terms of the stress range $\Delta\sigma_E$, appropriate to the number of cycles, in which the values are additionally classified according to the quality of the welds.

(3) The fatigue resistance of the detail classes should be obtained from EN 1993-1-9.

9.2.4 Stress range limitation

(1) In every verification of this limit state, the design stress range $\Delta\sigma_E$ should satisfy the condition:

$$(9.1)$$

де γ_{Ff} – частковий коефіцієнт для втомного навантаження;

γ_{Mf} – частковий коефіцієнт для втомного опору;

$\Delta\sigma_E$ – діапазон напружень еквівалентної постійної величини розрахункового спектра напружень;

$\Delta\sigma_R$ – діапазон напруження втомної міцності для відповідної категорії елемента і кількості циклів спектра напружень.

(2) Як альтернативу пункту (1) можна виконати оцінку накопичених пошкоджень для ряду з m різних діапазонів напружень $\Delta\sigma_i$ ($i = 1, m$) з використанням правила Пальмгрена-Майнера:

де

де n_i – кількість циклів діапазону напружень $\Delta\sigma_i$;

N_i – кількість циклів діапазону напружень $\gamma_{Ff} \gamma_{Mf} \Delta\sigma_i$, які необхідні щоб викликати руйнування для відповідної категорії елемента.

(3) У разі комбінації діапазонів нормального і дотичного напружень слід врахувати комбіновані ефекти відповідно до EN 1993-1-9.

9.3 ПРОЕКТУВАННЯ ШЛЯХОМ ЗАГАЛЬНОГО ЧИСЛОВОГО LA АБО GNA АНАЛІЗУ

(1) Втомне проектування на базі пружного розрахунку (LA або GNA) повинне відповідати положенням, приведеним у 9.2 для проектування за напруженнями. Проте, діапазони напружень унаслідок втомних навантажень повинні визначатися за допомогою згинального розрахунку оболонки, включаючи геометричні неоднорідності з'єднань в елементах конструкції.

(2) Якщо використовується тривимірний розрахунок методом кінцевих елементів, впливи надрізів унаслідок місцевої геометрії зварних швів слід виключити.

where: γ_{Ff} is the partial factor for the fatigue loading

γ_{Mf} is the partial factor for the fatigue resistance

$\Delta\sigma_E$ is the equivalent constant amplitude stress range of the design stress spectrum

$\Delta\sigma_R$ is the fatigue strength stress range for the relevant detail category and the number of cycles of the stress spectrum

(2) As an alternative to (1), a cumulative damage assessment may be made for a set of m different stress ranges $\Delta\sigma_i$ ($i = 1, m$) using the Palmgren-Miner rule:

$$D_d \leq 1, \quad (9.2)$$

in which:

$$D_d = \sum_{i=1}^m n_i / N_i, \quad (9.3)$$

where: n_i is the number of cycles of the stress range $\Delta\sigma_i$

N_i is the number of cycles of the stress range $\gamma_{Ff} \gamma_{Mf} \Delta\sigma_i$ to cause failure for the relevant detail category.

(3) In the case of combination of normal and shear stress ranges the combined effects should be considered in accordance with EN 1993-1-9.

9.3 DESIGN BY GLOBAL NUMERICAL LA OR GNA ANALYSIS

(1) The fatigue design on the basis of an elastic analysis (LA or GNA analysis) should follow the provisions given in 9.2 for stress design. However, the stress ranges due to the fatigue loading should be determined by means of a shell bending analysis, including the geometric discontinuities of joints in constructional details.

(2) If a three dimensional finite element analysis is used, the notch effects due to the local weld geometry should be eliminated.

ДОДАТОК А (ОБОВ'ЯЗКОВИЙ) МЕМБРАННА ТЕОРІЯ НАПРУЖЕНЬ В ОБОЛОНКАХ

A.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

A.1.1 Результати впливів та опору

Можна прогнозувати, що результати впливів і опору, розраховані з застосуванням рівнянь, що приводяться в даному додатку, є характеристичними значеннями наслідків дії або опору для прийнятих характеристичних значень впливів, геометричних параметрів і властивостей матеріалів.

A.1.2 Система позначень

Використані в даному додатку позначення геометричних розмірів, механічних напружень і навантажень аналогічні тим, що приводяться в 1.4.

Великі латинські букви:

F_x – осьове навантаження, прикладене до циліндра;

F_z – осьове навантаження, прикладене до конуса;

M – загальний згинальний момент, прикладений до всього циліндра (не плутати з моментом на одиницю ширини оболонки m);

M_t загальний крутильний момент прикладений до всього циліндра;

V загальне зрізувальне зусилля, прикладене до всього циліндра.

Малі латинські букви:

g – питома маса матеріалу оболонки;

p_n – розподілений нормальний тиск;

p_x – розподілена осьова сила тертя на стінку циліндра.

Малі грецькі букви:

φ меридіональний кут нахилу;

σ_x осьове або меридіональне мембранне напруження ($= n_x/t$);

σ_θ периферична мембранна напруга ($= n_\theta/t$);

τ мембранне дотичне напруження ($= n_{x\theta}/t$).

ANNEX A (NORMATIVE) MEMBRANE THEORY STRESSES IN SHELLS

A.1 GENERAL

A.1.1 Action effects and resistances

The action effects or resistances calculated using the expressions in this annex may be assumed to provide characteristic values of the action effect or resistance when characteristic values of the actions, geometric parameters and material properties are adopted.

A.1.2 Notation

The notation used in this annex for the geometrical dimensions, stresses and loads follows 1.4. In addition, the following notation is used.

Roman upper case letters

F_x axial load applied to the cylinder;

F_z axial load applied to a cone;

M global bending moment applied to the complete cylinder (not to be confused with the moment per unit width in the shell wall m)

M_t global torque applied to the complete cylinder

V global transverse shear applied to the complete cylinder

Roman lower case letters

g unit weight of the material of the shell

p_n distributed normal pressure

p_x distributed axial traction on cylinder wall

Greek lower case letters

φ meridional slope angle

σ_x axial or meridional membrane stress ($= n_x/t$)

σ_θ circumferential membrane stress ($= n_\theta/t$)

τ membrane shear stress ($= n_{x\theta}/t$)

A.1.3 Граничні умови

(1) Позначення граничних умов повинні братися з 2.3 і 5.2.2.

(2) Для точного використання виразів щодо циліндрів, граничні умови приймаються такими: на обох кінцях вільними є радіальні переміщення та поворот, а також існує осьова опора на одному з кінців

(3) Для точного використання виразів щодо конусів, прикладене навантаження повинне відповідати стану мембранного напруження оболонки, а граничні умови приймаються такими: вільні переміщення в напрямку, перпендикулярному до стінки на обох кінцях і існує меридіональна опора на одному кінці.

(4) Для зрізаних конусів граничні умови повинні бути погоджені таким чином, щоб сприймали компоненти навантаження, поперечні до зовнішньої стінки, та щоб підсумкове об'єднане навантаження, прикладене до оболонки, було сприйняте виключно вздовж меридіана оболонки.

A.1.4 Правило знаків

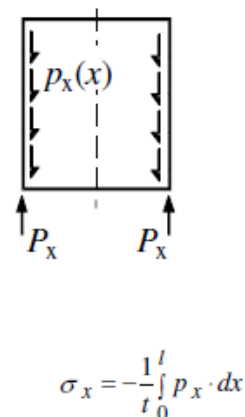
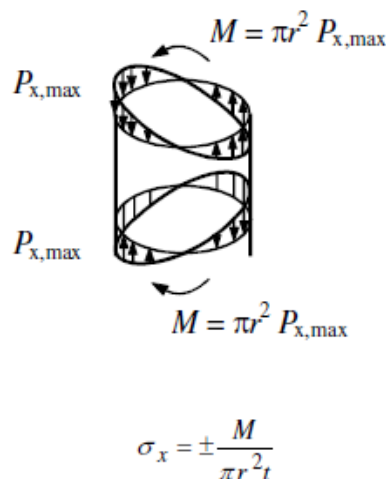
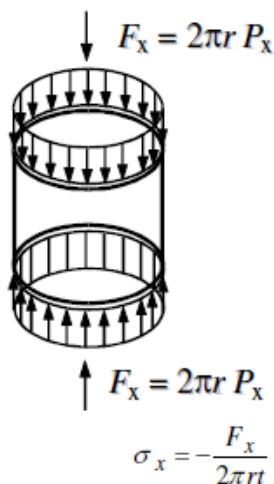
Правило знаків для механічних напружень: розтягнення скрізь вважається додатнім, хоча на деяких рисунках показані випадки, в яких зовнішнє навантаження прикладене у протилежному напрямку.

A.2 Непідкріплені циліндричні оболонки

A.2.1 Рівномірне осьове навантаження

A.2.2 Осьове навантаження від загального згину

A.2.3 Сила тертя



A.1.3 Boundary conditions

(1) The boundary condition notations should be taken as detailed in 2.3 and 5.2.2.

(2) For these expressions to be strictly valid, the boundary conditions for cylinders should be taken as radially free at both ends, axially supported at one end, and rotationally free at both ends.

(3) For these expressions to be strictly valid for cones, the applied loading should match a membrane stress state in the shell and the boundary conditions should be taken as free to displace normal to the shell at both ends and meridionally supported at one end.

(4) For truncated cones, the boundary conditions should be understood to include components of loading transverse to the shell wall, so that the combined stress resultant introduced into the shell is solely in the direction of the shell meridian.

A.1.4 Sign convention

(1) The sign convention for stresses □ should be taken everywhere as tension positive, though some of the figures illustrate cases in which the external load is applied in the opposite sense.

A.2 Unstiffened cylindrical shells

A.2.1 Uniform axial load

A.2.2 Axial load from global bending

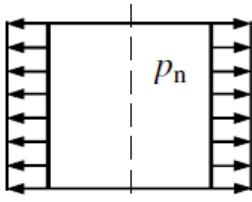
A.2.3 Friction load

A.2.4 Рівномірний внутрішній тиск

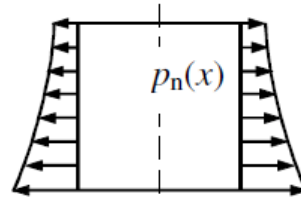
A.2.5 Змінний внутрішній тиск

A.2.4 Uniform internal pressure

A.2.5 Variable internal pressure



$$\sigma_{\theta} = p_n \cdot \frac{r}{t}$$



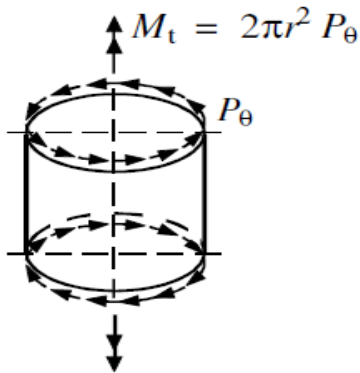
$$\sigma_{\theta}(x) = p_n(x) \cdot \frac{r}{t}$$

A.2.7 Синусоїдальне зусилля зсуву від поперечної сили

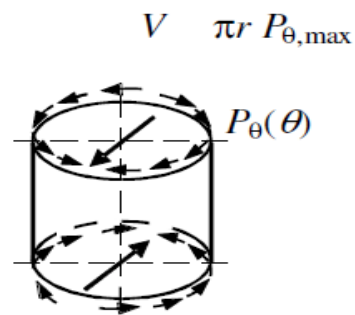
A.2.6 Рівномірне зсувне зусилля кручення

A.2.6 Uniform shear from torsion

A.2.7 Sinusoidal shear from transverse force



$$\tau = \frac{M_t}{2\pi r^2 t}$$



$$\tau_{\max} = \pm \frac{V}{\pi r t}$$

A.3 Непідкріплення конічні оболонки

A.3.1 Рівномірне осьове навантаження

A.3.2 Осьове навантаження від загального згину

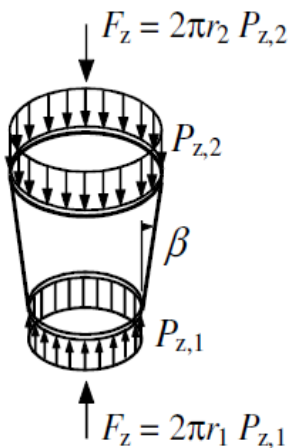
A.3.3 Сила тертя

A.3 Unstiffened conical shells

A.3.1 Uniform axial load

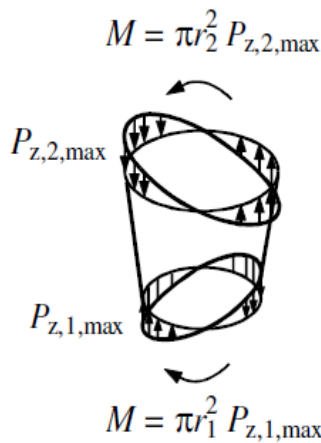
A.3.2 Axial load from global bending

A.3.3 Friction load



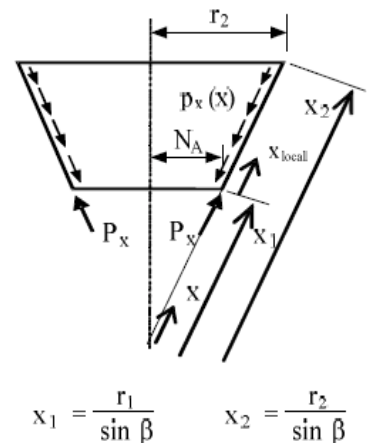
$$\sigma_x = -\frac{F_z}{2\pi r t \cdot \cos \beta}$$

$$\sigma_{\theta} = 0$$



$$\sigma_{x,\max} = \pm \frac{M}{\pi r^2 t \cdot \cos \beta}$$

$$\sigma_{\theta} = 0$$

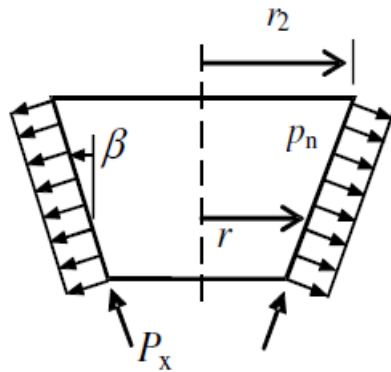


$$x_1 = \frac{r_1}{\sin \beta} \quad x_2 = \frac{r_2}{\sin \beta}$$

$$\sigma_{x1} = -\frac{1}{x_1 t} \int_{x_1}^{x_2} p_x x \cdot dx$$

$$\sigma_{\theta} = 0$$

A.3.4 Рівномірний внутрішній тиск
 A.3.5 Внутрішній тиск, що змінюється за лінійним законом

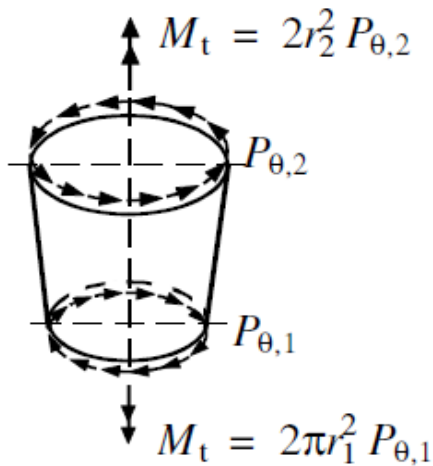


r_{2S} – радіус на поверхні рідини

$$\sigma_x = -p_n \frac{r}{2t \cdot \cos \beta} \left[\left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right]$$

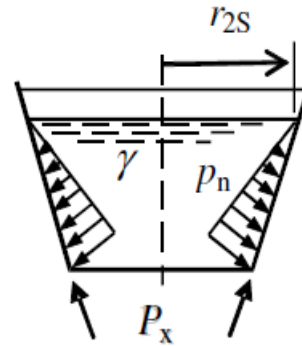
$$\sigma_\theta = p_n \frac{r}{t \cdot \cos \beta}$$

A.3.6 Рівномірне зсувне зусилля кручення
 A.3.7 Синусоїдальне зусилля зсуву від поперечної сили



$$\tau = \frac{M_t}{2\pi r^2 t}$$

A.3.4 Uniform internal Pressure
 A.3.5 Linearly varying internal pressure

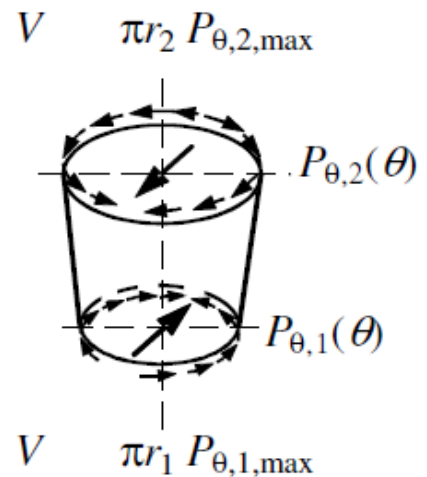


r_{2S} is the radius at the fluid surface

$$\sigma_x = -\frac{\gamma r}{t \cdot \sin \beta} \left\{ \frac{r_{2S}}{6} \left[\left(\frac{r_{2S}}{r} \right)^2 - 3 \right] + \frac{r}{3} \right\}$$

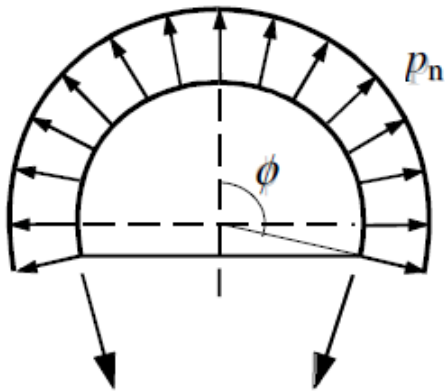
$$\sigma_\theta = +\frac{\gamma r}{t \cdot \sin \beta} (r_{2S} - r)$$

A.3.6 Uniform shear from torsion
 A.3.7 Sinusoidal shear from transverse force



$$\tau_{\max} = \pm \frac{V}{\pi r t}$$

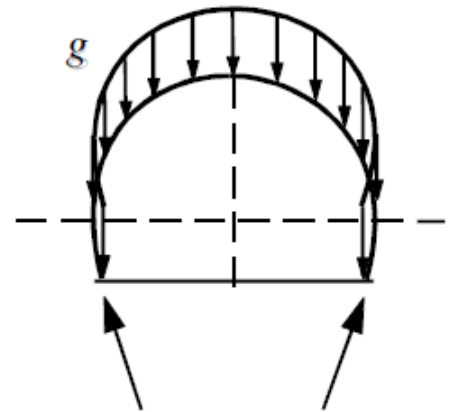
- A.4 Непідкріплені сферичні оболонки
- A.4.1 Рівномірний внутрішній тиск
- A.4.2 Рівномірне навантаження від власної ваги



$$\sigma_x = \frac{p_n r}{2t}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_n r}{2t}$$

- A.4 Unstiffened spherical shells
- A.4.1 Uniform internal pressure
- A.4.2 Uniform self-weight load



$$\sigma_x = -\frac{gr}{t} \left(\frac{1}{1 + \cos \phi} \right)$$

$$\sigma_\theta = -\frac{gr}{t} \left(\cos \phi - \frac{1}{1 + \cos \phi} \right)$$

Додаток В (обов'язковий)
Додаткові вирази опорів пластичному руйнуванню

В.1 Загальні положення

В.1.1 Опір

Можна передбачати, що опір, обчислений із використанням рівнянь, що приводяться в даному додатку, являє характеристичні значення опорів, якщо приймаються характеристичні значення геометричних параметрів і властивостей матеріалів.

В.1.2 Система позначень

Використані в даному додатку позначення геометричних розмірів, механічних напружень і навантажень аналогічні тим, що приводяться в 1.4. Додатково використовуються наступні позначення.

Великі латинські букви:

A_r – площа поперечного перерізу кільця;
 P_R – характеристичне значення пластичного механізму опору за теорією малих відхилень.

Малі латинські букви:

b – товщина кільця;
 l – ефективна довжина оболонки, яка взаємодіє з кільцем;
 r – радіус циліндра;
 s_e – безрозмірний параметр еквівалентного напруження за Мізесом;
 s_m – безрозмірний параметр складного напруженого стану;
 s_x – безрозмірний параметр осьового напруженого стану;
 s_θ – безрозмірний параметр тангенціального напруженого стану.

Підрядкові індекси:

r – що відноситься до кільця;
 R – опір

В.1.3 Граничні умови

(1) Позначення граничних умов приймаються, як вказано в 5.2.2.

(2) Термін «затиснутий» відноситься до BC1r, а термін «закріплений» відноситься до BC2f.

ANNEX B (normative)
Additional expressions for plastic collapse resistances

B.1 General

B.1.1 Resistances

The resistances calculated using the expressions in this annex may be assumed to provide characteristic values of the resistance when characteristic values of the geometric parameters and material properties are adopted.

B.1.2 Notation

The notation used in this annex for the geometrical dimensions, stresses and loads follows 1.4. In addition, the following notation is used.

Roman upper case letters:

A_r cross-sectional area of a ring
 P_R characteristic value of small deflection theory plastic mechanism resistance

Roman lower case letters:

b thickness of a ring
 l effective length of shell which acts with a ring
 r radius of the cylinder
 s_e dimensionless von Mises equivalent stress parameter
 s_m dimensionless combined stress parameter
 s_x dimensionless axial stress parameter
 s_θ dimensionless circumferential stress parameter

Subscripts:

r relating to a ring
 R resistance

B.1.3 Boundary conditions

(1) The boundary condition notations should be taken as detailed in 5.2.2.

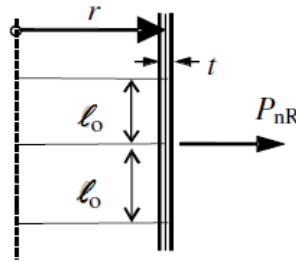
(2) The term “clamped” should be taken to refer to BC1r and the term “pinned” to refer to BC2f.

В.2 Непідкріплені циліндричні оболонки

B.2 Unstiffened cylindrical shells

В.2.1 Циліндр: навантаження по радіусу

B.2.1 Cylinder: Radial line load



Контрольна величина:

Reference quantities:

$$l_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

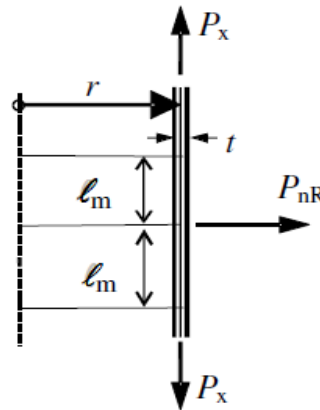
Пластичний опір P_{nR} (сила на одиницю кола) визначається:

The plastic resistance P_{nR} (force per unit circumference) is given by:

$$\frac{P_{nR}}{2l_0} = f_y \frac{t}{r}$$

В.2.2 Циліндр: навантаження по радіусу і осьове навантаження

B.2.2 Cylinder: Radial line load and axial load



Контрольна величина:

Reference quantities:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad l_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

Діапазон застосування:

Range of applicability:

$$-1 \leq s_x \leq +1$$

Залежні параметри:

Dependent parameters:

Якщо $P_n > 0$ (напрямок назовні), тоді:

If $P_n > 0$ (outward) then:

$$A = +s_x - 1,50$$

Якщо $P_n < 0$ (напрямок всередину), тоді:

If $P_n < 0$ (inward) then:

$$A = -s_x - 1,50$$

$$s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_x^2)}$$

Якщо $s_x \neq 0$, тоді:

If $s_x \neq 0$, then:

$$l_m = s_m \cdot l_0$$

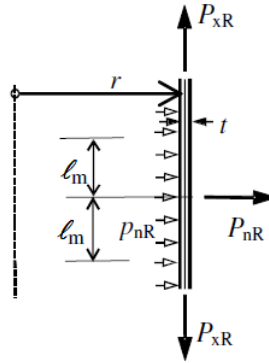
Пластичний опір P_{nR} (сила на одиницю кола) визначається:

$$\frac{P_{nR}}{2l_m} = f_y \frac{t}{r}$$

В.2.3 Циліндр: навантаження по радіусу, постійний внутрішній тиск і осьове навантаження

The plastic resistance P_{nR} (force per unit circumference) is given by:

B.2.3 Cylinder: Radial line load, constant internal pressure and axial load



Контрольна величина:

Reference quantities:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad s_\theta = \frac{p_n \cdot r}{f_y t};$$

$$l_0 = 0,975 \sqrt{rt} \quad s_e = \sqrt{s_\theta^2 + s_x^2 - s_x s_\theta}$$

Діапазон застосування:

Range of applicability:

$$-1 \leq s_x \leq +1 \quad -1 \leq s_\theta \leq +1$$

Залежні параметри:

Dependent parameters:

Колове навантаження, направлене назовні $P_n > 0$ Outward directed ring load $P_n > 0$		Колове навантаження, направлене всередину $P_n < 0$ Inward directed ring load $P_n < 0$	
Умова Condition	Вирази Expressions	Умова Condition	Вирази Expressions
$s_e < 1,00$ i/and $s_\theta \leq 0,975$	$A = +s_x - 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $l_m = l_0 \left(\frac{s_m}{1 - s_\theta} \right)$	$s_e < 1,00$ i/and $s_\theta \geq -0,975$	$A = -s_x + 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $l_m = l_0 \left(\frac{s_m}{1 + s_\theta} \right)$
$s_e = 1,00$ або/or $s_\theta > 0,975$	$l_m = 0,0$	$s_e = 1,00$ або/or $s_\theta < -0,975$	$l_m = 0,0$

Пластичний опір визначається (значення P_n і p_n завжди додатні назовні):

The plastic resistance is given by (P_n and p_n always positive outwards):

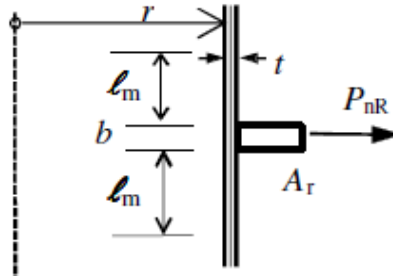
$$\frac{P_{nR}}{2l_m} + p_n = f_y \frac{t}{r}$$

В.3 Кільцеві жорсткі циліндричні оболонки

B.3 Ring stiffened cylindrical shells

В.3.1 Кільцевий жорсткий циліндр: навантаження по радіусу

B.3.1 Ring stiffened Cylinder: Radial line load



Пластичний опір P_{nR} (сила на одиницю кола) визначається:

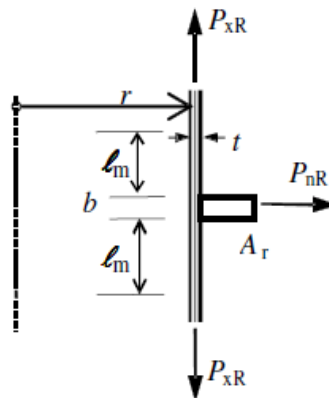
The plastic resistance P_{nR} (force per unit circumference) is given by:

$$P_{nR} = f_y \left(\frac{A_r + (b + 2l_m)t}{r} \right)$$

$$l_m = l_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

В.3.2 Кільцевий жорсткий циліндр: навантаження по радіусу і осьове навантаження

B.3.2 Ring stiffened Cylinder: Radial line load and axial load



Контрольна величина:

Reference quantities:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad l_0 = 0,975\sqrt{rt}$$

Діапазон застосування:

Range of applicability:

$$-1 \leq s_x \leq +1$$

Залежні параметри:

Dependent parameters:

Якщо $P_n > 0$ тоді:

If $P_n > 0$ then:

$$A = +s_x - 1,50$$

Якщо $P_n < 0$ тоді:

If $P_n < 0$ then:

$$A = -s_x - 1,50$$

$$s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_x^2)}$$

Якщо $s_x \neq 0$, тоді:

If $s_x \neq 0$, then:

$$l_m = s_m l_0$$

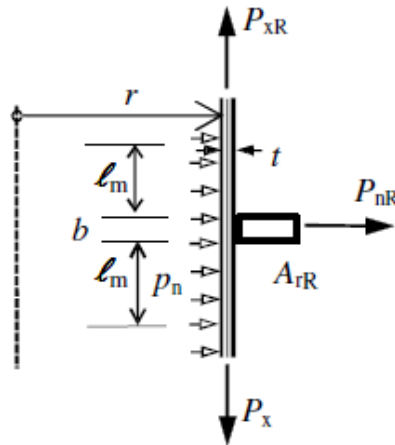
Пластичний опір P_{nR} (сила на одиницю довжини кола) визначається:

The plastic resistance P_{nR} (force per unit circumference) is given by:

$$P_{nR} = f_y \left(\frac{A_r + (b + 2l_m)t}{r} \right)$$

В.3.3 Кільцевий жорсткий циліндр: навантаження по радіусу, постійний внутрішній тиск і осьове навантаження

B.3.3 Ring stiffened cylinder: Radial line load, constant internal pressure and axial load



Контрольна величина:

Reference quantities:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad s_\theta = \frac{p_n \cdot r}{f_y t}$$

$$l_0 = 0,975 \sqrt{rt} \quad s_e = \sqrt{s_\theta^2 + s_x^2 - s_x s_\theta}$$

Діапазон застосування:

Range of applicability:

$$-1 \leq s_x \leq +1 \quad -1 \leq s_\theta \leq +1$$

Залежні параметри:

Dependent parameters:

Колове навантаження, направлене назовні $P_n > 0$ Outward directed ring load $P_n > 0$		Колове навантаження, направлене всередину $P_n < 0$ Inward directed ring load $P_n < 0$	
Умова Condition	Вирази Expressions	Умова Condition	Вирази Expressions
$s_e < 1$ i/and $s_\theta \leq 0,975$	$A = +s_x - 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $l_m = l_0 \left(\frac{s_m}{1 - s_\theta} \right)$	$s_e < 1$ i/and $s_\theta \geq -0,975$	$A = -s_x + 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $l_m = l_0 \left(\frac{s_m}{1 + s_\theta} \right)$
$s_e = 1$ або/or $s_\theta > 0,975$	$l_m = 0,0$	$s_e = 1$ або/or $s_\theta < -0,975$	$l_m = 0,0$

Пластичний опір визначається навантаженнями P_n і p_n , додатні значення яких спрямовані назовні.

The plastic resistance is given by (P_n and p_n always positive outwards):

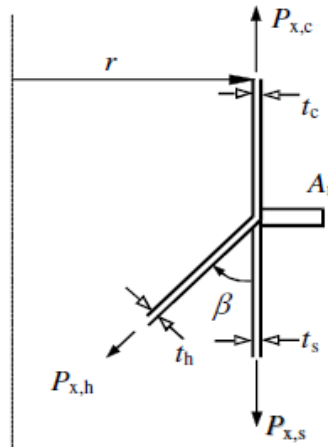
$$P_{nR} + p_n(b + 2l_m) = f_y \left(\frac{A_r + (b + 2l_m)t}{r} \right)$$

В.4 З'ЄДНАННЯ МІЖ ОБОЛОНКАМИ

В.4 JUNCTIONS BETWEEN SHELLS

В.4.1 З'єднання тільки під меридіональним навантаженням (спрощене)

В.4.1 Junction under meridional loading only (simplified)



Діапазон застосування:

Range of applicability:

$$t_c^2 \leq t_s^2 + t_h^2 \quad |P_{xs}| \ll t_s f_y, \quad |P_{xh}| \ll t_h f_y, \quad |P_{xc}| \ll t_c f_y$$

Залежні параметри:

Dependent parameters:

$$\eta = \sqrt{\frac{t_c^2}{t_s^2 + t_h^2}} \quad \psi_s = \psi_h = 0,7 + 0,6\eta^2 - 0,3\eta^3$$

Для циліндра:

For the cylinder

$$l_{oc} = 0,975\sqrt{rt_c}$$

Для захисної огорожі:

For the skirt

$$l_{os} = 0,975\psi_s\sqrt{rt_s}$$

Для конічного сегмента:

For the conical segment

$$l_{oc} = 0,975\psi_h\sqrt{\frac{rt_h}{\cos\beta}}$$

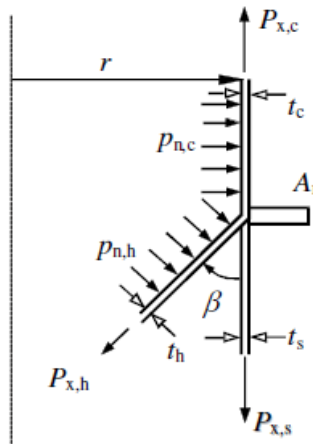
Пластичний опір визначається:

The plastic resistance is given by:

$$P_{xhr}r\sin\beta = f_y(A_r + l_{oc}t_c + l_{os}t_s + l_{oh}t_h)$$

В.4.2 З'єднання під внутрішнім тиском і осьовим навантаженням

B.4.2 Junction under internal pressure and axial loading



Контрольна величина:

Reference quantities:

$$s_{xc} = \frac{P_{xc}}{f_y t_c}$$

$$s_{xs} = \frac{P_{xs}}{f_y t_s}$$

$$s_{xh} = \frac{P_{xh}}{f_y t_h}$$

$$s_{\theta c} = \frac{P_{nc}}{f_y} \cdot \frac{r}{t_c}$$

$$s_{\theta s} = 0$$

$$s_{\theta h} = \frac{P_{nh}}{f_y} \cdot \frac{r}{t_h \cdot \cos\beta}$$

для $i = c, s, h$ по черзі:

for $i = c, s, h$ in turn

$$s_{ci} = \sqrt{s_{\theta i}^2 + s_{xi}^2} - s_{xi} s_{\theta i}$$

Діапазон застосування:

Range of applicability:

$$-1 \leq s_{xi} \leq +1 \quad -1 \leq s_{\theta i} \leq +1$$

Оцінка еквівалентної товщини:

Equivalent thickness evaluation:

Нижні плити товщі Lower plate group thicker	$t_c^2 \leq t_s^2 + t_h^2$	Верхні плити товщі Upper plate group thicker	$t_c^2 > t_s^2 + t_h^2$
$\eta = \sqrt{\frac{t_c^2}{t_s^2 + t_h^2}}$		$\eta = \sqrt{\frac{t_s^2 + t_h^2}{t_c^2}}$	
$\psi_c = 1,0$		$\psi_c = 0,7 + 0,6\eta^2 - 0,3\eta^3$	
$\psi_s = \psi_h = 0,7 + 0,6\eta^2 - 0,3\eta^3$		$\psi_s = \psi_h = 1,0$	

Залежні параметри:

Dependent parameters:

Для циліндричних сегментів:

For the cylindrical segments

$$l_{oi} = 0,975\psi_i \sqrt{rt_i}$$

Для конічного сегмента:

For the conical segment

$$l_{oh} = 0,975\psi_h \sqrt{\frac{rt_i}{\cos \beta}}$$

Для кожного сегмента оболонки окремо For each shell segment i separately	
Умова Condition	Вираз Expressions
$s_{ei} < 1,00$ i/ and $s_{\theta i} > -0,975$	$A_i = -s_{xi} + 2s_{\theta i} - 1,50$ $s_{mi} = A_i + \sqrt{A_i^2 + 4(1 - s_{ei}^2)}$ $l_{mi} = l_{oi} \left(\frac{s_{mi}}{1 + s_{\theta i}} \right)$
$s_{ei} = 1,00$	$l_{mi} = 0,0$
$s_{\theta i} < -0,975$	$l_{mi} = 0,0$

Пластичний опір обчислюється як:

Plastic resistance is given by:

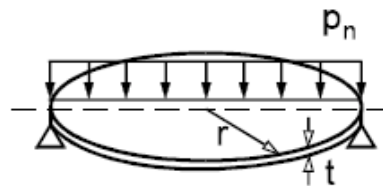
$$P_{xhR} r \sin \beta = f_y (A_r + l_{mc} t_c + l_{ms} t_s + l_{mh} t_h) + r (p_{nc} l_{mc} + p_{nh} l_{mh} \cos \beta)$$

В.5 КРУГЛА ПЛАСТИНА З ОСЕСИМЕТРИЧНИМИ ГРАНИЧНИМИ УМОВАМИ

В.5 CIRCULAR PLATES WITH AXISYMMETRIC BOUNDARY CONDITIONS

В.5.1 Рівномірне навантаження, вільно
обпертий край

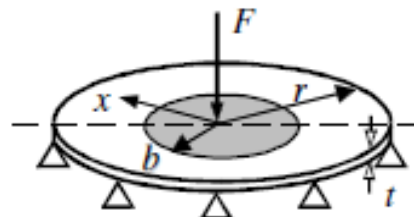
В.5.1 Uniform load, simply supported
boundary



$$P_{n,R} = 1,625 \left(\frac{t}{r} \right)^2 f_y$$

В.5.2 Місцево розподілене навантаження,
вільно обпертий край

В.5.2 Local distributed load, simply
supported boundary



Рівномірний тиск p_n на круглій площі з
радіусом b

Uniform pressure p_n on circular patch of b
radius

$$F = p_n \pi b^2$$

with

$$F_R = K \frac{\pi}{2} t^2 f_y$$

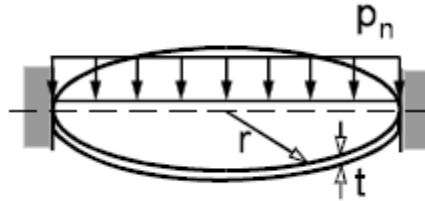
$$K = 1,0 + 1,10 \frac{b}{r} + 1,15 \left(\frac{b}{r} \right)^4 \quad \text{або/or} \quad K = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b}{t}$$

в залежності від того, що менше

whichever is the lesser

В.5.3 Рівномірне навантаження, затиснений край

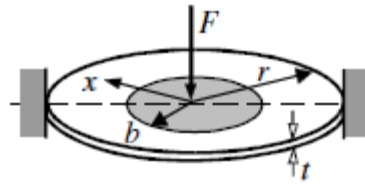
B.5.3 Uniform load, clamped boundary



$$p_{n,R} = 3,125 \left(\frac{t}{r} \right)^2 f_y$$

В.5.4 Місьцеве розподілене навантаження, затиснений край

B.5.4 Local distributed load, clamped boundary

Рівномірний тиск p_n на круглу площу з радіусом b Uniform pressure p_n on circular patch of

$$F = p_n \pi b^2$$

$$F_R = K \frac{\pi}{2} t^2 f_y$$

з radius b

$$K = 1,40 + 2,85 \frac{b}{r} + 2,0 \left(\frac{b}{r} \right)^4 \quad \text{або} \quad K = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b}{t}$$

в залежності від того, що менше

whichever is the lesser

ДОДАТОК С (ОБОВ'ЯЗКОВИЙ)

ВИРАЗИ ДЛЯ ЛІНІЙНО-ПРУЖНИХ МЕМБРАННИХ І ЗГІНАЛЬНИХ НАПРУЖЕНЬ

С.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

С.1.1 РЕЗУЛЬТАТИ ДІЇ

Результати дії, отримані за допомогою формул даного додатка, можна розглядати як характеристичні, якщо прийняті характеристичні значення впливів, геометричних характеристик і властивостей матеріалу.

С.1.2 СИСТЕМА ПОЗНАЧЕНЬ

Позначення геометричних розмірів, напружень і навантажень, використані в даному додатку, аналогічні приведеним у 1.4. Додатково використовуються наступні позначення.

Латинські літери:

b – радіус, при якому закінчується локальне навантаження на пластину;

r – зовнішній радіус круглої пластини;

x – осьова координата на циліндрі або радіальна координата на круглій пластині.

Грецькі літери:

$\sigma_{eq,m}$ – еквівалентне напруження Мізеса, пов'язане тільки з компонентами мембранного напруження;

$\sigma_{eq,s}$ – еквівалентне напруження Мізеса, отримане від напружень на поверхні;

σ_{MT} – опорне напруження, отримане за мембранною теорією;

σ_{bx} – меридіональне напруження згину;

$\sigma_{b\theta}$ – колове згинальне напруження;

σ_{sx} – меридіональне поверхневе напруження;

$\sigma_{s\theta}$ – колове поверхневе напруження;

τ_{xn} – поперечне дотичне напруження, пов'язане з меридіональним згином.

Нижні індекси:

n – нормальний;

r – коловий;

y – межа текучості.

ANNEX C (NORMATIVE)

EXPRESSIONS FOR LINEAR ELASTIC MEMBRANE AND BENDING STRESSES

C.1 GENERAL

C.1.1 ACTION EFFECTS

The action effects calculated using the expressions in this annex may be assumed to provide characteristic values of the action effect when characteristic values of the actions, geometric parameters and material properties are adopted.

C.1.2 NOTATION

The notation used in this annex for the geometrical dimensions, stresses and loads follows 1.4. In addition, the following notation is used.

Roman characters

b radius at which local load on plate terminates

r outside radius of circular plate

x axial coordinate on cylinder or radial coordinate on circular plate

Greek symbols

$\sigma_{eq,m}$ von Mises equivalent stress associated with only membrane stress components

$\sigma_{eq,s}$ von Mises equivalent stress derived from surface stresses

σ_{MT} reference stress derived from membrane theory

σ_{bx} meridional bending stress

$\sigma_{b\theta}$ circumferential bending stress

σ_{sx} meridional surface stress

$\sigma_{s\theta}$ circumferential surface stress

τ_{xn} transverse shear stress associated with meridional bending

Subscripts

n – normal

r – relating to a ring

y – first yield value

C.1.3 ГРАНИЧНІ УМОВИ

(1) Позначення граничних умов приймаються як визначено в 5.2.2.

(2) Термін «затиснутий» відноситься до BC1r, а термін «закріплений» відноситься до BC2f.

C.1.3 BOUNDARY CONDITIONS

(1) The boundary condition notations should be taken as detailed in 5.2.2.

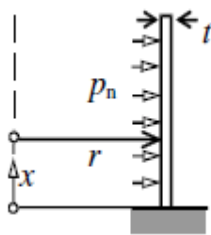
(2) The term “clamped” should be taken to refer to BC1r and the term “pinned” to refer to BC2f.

C.2 НЕПІДСИЛЕНІ ЦИЛІНДРИЧНІ ОБОЛОНКИ З ЖОРСТКИМ З'ЄДНАННЯМ СТІНКИ І ДНИЩА

C.2 CLAMPED BASE UNSTIFFENED CYLINDRICAL SHELLS

C.2.1 Циліндр затиснутий: рівномірний внутрішній тиск

C.2.1 Cylinder, clamped: uniform internal pressure



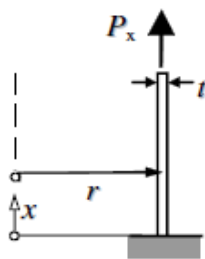
$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

BC1r

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xp}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 1,816 \sigma_{MT\theta}$	$+1,080 \sigma_{MT\theta}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,614 \sigma_{MT\theta}$	$1,043 \sigma_{MT\theta}$

C.2.2 Циліндр затиснутий: осьове навантаження

C.2.2 Cylinder, clamped: axial loading



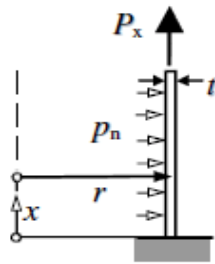
$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1r

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xp}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$1,545 \sigma_{MTx}$	$+0,455 \sigma_{MTx}$	$0,351 \sqrt{t/r} \sigma_{MTx}$	$1,373 \sigma_{MTx}$	$1,000 \sigma_{MTx}$

C.2.3 Циліндр затиснутий: рівномірний внутрішній тиск і осьове навантаження

C.2.3 Cylinder, clamped: uniform internal pressure with axial loading



$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1r

Максимальне $\sigma_{eq,m} = \sigma_{MT\theta} \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}}\right) + \left(\frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}}\right)^2}$

Максимальне $\sigma_{eq,m} = k \sigma_{MT\theta}$

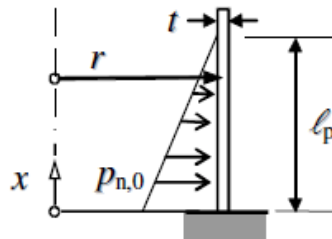
$\left(\frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}}\right)$	-2,0	0	0	2,0
	Контроль зовнішньої поверхні Outer surface controls		Контроль внутрішньої поверхні Inner surface controls	
<i>k</i>	4,360	1,614	<i>k</i>	4,360

Лінійну інтерполяцію можна застосовувати між значеннями, які мають однаковий контроль поверхні.

Linear interpolation may be used between values where the same surface controls

C.2.4 Циліндр затиснутий: гідростатичний внутрішній тиск

C.2.4 Cylinder, clamped: hydrostatic internal pressure



$$\sigma_{MT\theta} = p_{n0} \frac{r}{t}$$

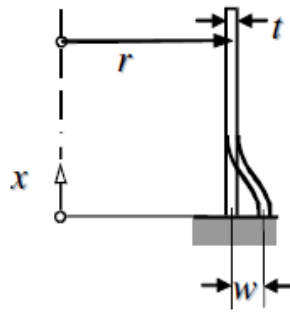
BC1r

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

$\left(\frac{\sqrt{rt}}{l_p}\right)$	k_x	k_θ	k_τ	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
0	1,816	1,080	1,169	1,614	1,043
0,2	1,533	0,733	1,076	1,363	0,647

C.2.5 Циліндр затиснутий: радіальне зміщення назовні

C.2.5 Cylinder, clamped: radial outward displacement



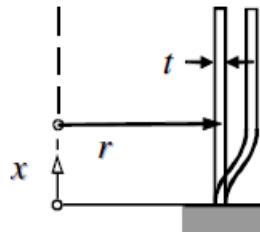
$$\sigma_{MT\theta} = \frac{wE}{r}$$

BC1r

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$1,816 \sigma_{MT\theta}$	$1,545 \sigma_{MT\theta}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$2,081 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

C.2.6 Циліндр затиснутий: рівномірне зростання температури

C.2.6 Cylinder, clamped: uniform temperature rise



$$\sigma_{MT\theta} = \alpha ET$$

BC1r

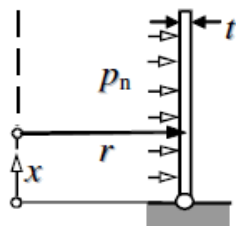
Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$1,816 \sigma_{MT\theta}$	$1,545 \sigma_{MT\theta}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$2,081 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

C.3 НЕПІДСИЛЕНІ ЦИЛІНДРИЧНІ ОБОЛОНКИ З ЗАКРІПЛЕНОЮ ОСНОВОЮ

C.3 PINNED BASE UNSTIFFENED CYLINDRICAL SHELLS

C.3.1 Циліндр закріплений: рівномірний внутрішній тиск

C.3.1 Cylinder, pinned: uniform internal pressure



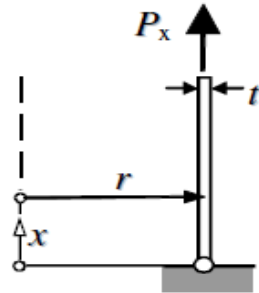
$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

BC1f

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$	
$\pm 0,585 \sigma_{MT\theta}$	$\pm 1,125 \sigma_{MT\theta}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,126 \sigma_{MT\theta}$	$1,067 \sigma_{MT\theta}$	

С.3.2 Циліндр закріплений: осьове навантаження

C.3.2 Cylinder, pinned: axial loading



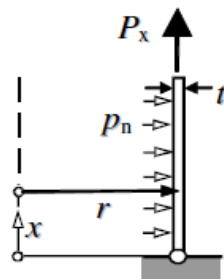
$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1f

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$	
$+1,176 \sigma_{MTx}$	$+0,300 \sigma_{MTx}$	$0,175 \sqrt{t/r} \sigma_{MTx}$	$1,118 \sigma_{MTx}$	$1,010 \sigma_{MTx}$	

С.3.3 Циліндр закріплений: рівномірний внутрішній тиск і осьове навантаження

C.3.3 Cylinder, pinned: uniform internal pressure with axial loading



$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1f

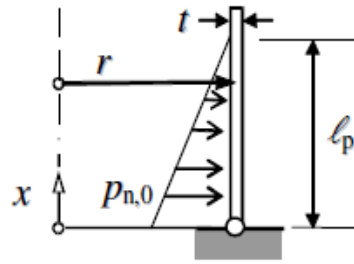
Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m} = \sigma_{MTx} \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}}\right) + \left(\frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}}\right)^2}$

Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s} = k \sigma_{MT\theta}$

$\left(\frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT\theta}}\right)$	-2,0	-1,0	-0,5	0,0	0,25	0,50	1,00	2,0	
k	3,146	3,075	1,568	1,126	0,971	0,991	1,240	1,943	

С.3.4 Циліндр закріплений: внутрішній гідростатичний тиск

C.3.4 Cylinder, pinned: hydrostatic internal pressure



$$\sigma_{MT\theta} = p_{n0} \frac{r}{t}$$

BC1f

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

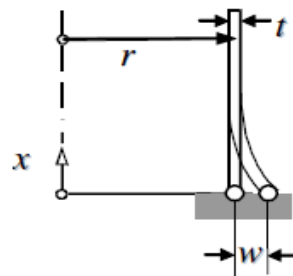
$\left(\frac{\sqrt{rt}}{l_p} \right)$	k_x	k_θ	k_τ	$k_{eq,s}$
0	0,585	1,125	0,583	1,126
0,2	0,585	0,873	0,583	0,919

Лінійну інтерполяцію в $\left(\frac{\sqrt{rt}}{l_p} \right)$ можна використовувати для різних значень l_p

Linear interpolation in $\left(\frac{\sqrt{rt}}{l_p} \right)$ may be used for different values of l_p .

С.3.5 Циліндр закріплений: радіальне зміщення назовні

C.3.5 Cylinder, pinned: radial outward displacement



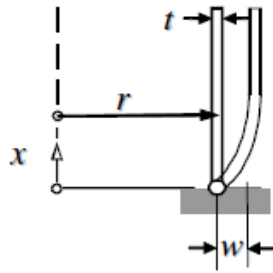
$$\sigma_{MT\theta} = \frac{wE}{r}$$

BC1f

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 0,585 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

С.3.6 Циліндр закріплений: рівномірне підвищення температури

C.3.6 Cylinder, pinned: uniform temperature rise



$$\sigma_{MT\theta} = \alpha E T$$

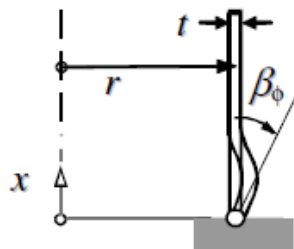
$$w = \alpha r T$$

BC1f

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 0,585 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

С.3.7 Циліндр закріплений: поворот стика

C.3.7 Cylinder, pinned: rotation of boundary



$$\sigma_{MT\theta} = E \sqrt{\frac{t}{r}} \cdot \beta_{\Phi}$$

BC1f

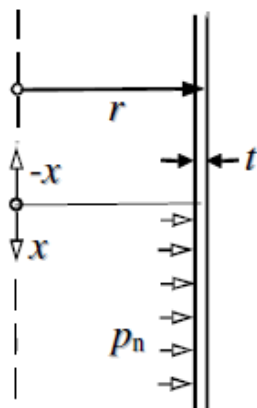
Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 1,413 \sigma_{MT\theta}$	$0,470 \sigma_{MT\theta}$	$0,454 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,255 \sigma_{MT\theta}$	$0,251 \sigma_{MT\theta}$

С.4 ВНУТРІШНІ УМОВИ В НЕПІДСИЛЕНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНКАХ

C.4 INTERNAL CONDITIONS IN UNSTIFFENED CYLINDRICAL SHELLS

С.4.1 Циліндр: ступінчаста зміна зовнішнього тиску

C.4.1 Cylinder: step change of internal pressure

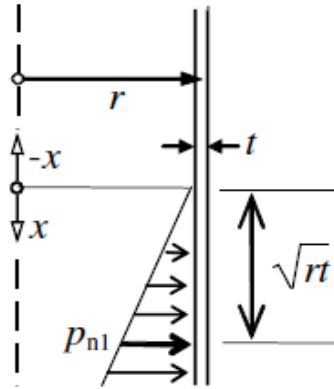


$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xp}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 0,293 \sigma_{MT\theta}$	$1,062 \sigma_{MT\theta}$	$0,467 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,056 \sigma_{MT\theta}$	$1,033 \sigma_{MT\theta}$

С.4.2 Циліндр: закінчення гідростатичного внутрішнього тиску

C.4.2 Cylinder: hydrostatic internal pressure termination



$$\sigma_{MT\theta} = p_{n1} \frac{r}{t}$$

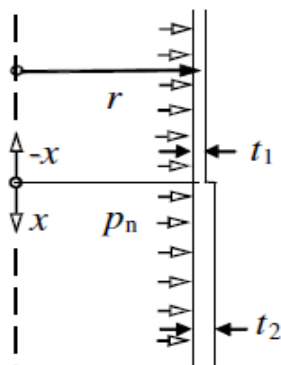
p_{n1} – тиск на глибині \sqrt{rt} під поверхнею

p_{n1} is the pressure at a depth of \sqrt{rt} below the surface

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xp}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$
k_x	k_θ	k_τ	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
-1,060	0,510	0,160	1,005	0,275

С.4.3 Циліндр: ступінчаста зміна товщини

C.4.3 Cylinder: step change of thickness



$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t_1}$$

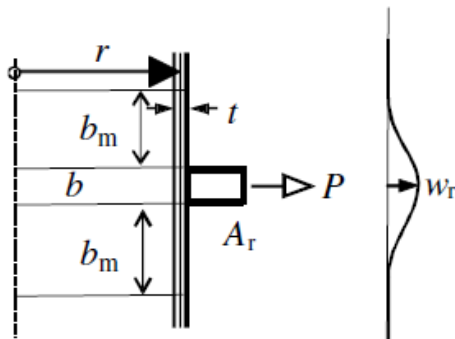
Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xp}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

$\left(\frac{\sqrt{rt}}{l_p}\right)$	k_x	k_θ	k_τ	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
1,0	0,0	1,0	0,0	1,0	1,0
0,8	0,0256	1,010	0,179	1,009	0,895
0,667	0,0862	1,019	0,349	1,015	0,815
0,571	0,168	1,023	0,514	1,019	0,750
0,5	0,260	1,027	0,673	1,023	0,694

C.5 КІЛЬЦЕВИЙ ЕЛЕМЕНТ ЖОРСТКОСТІ НА ЦИЛІНДРИЧНІЙ ОБОЛОНЦІ

C.5.1 Циліндр із кільцевим елементом жорсткості: радіальна сила на кільце

Напруження в оболонці потрібно визначати використовуючи значення w , обчислене в даному пункті і введене в вираз, наведений у C.2.5. Якщо зміна товщини оболонки відбувається в місці розміщення кільця, необхідно використовувати метод, наведений у 8.2.2 стандарту EN 1993-4-1.



деформації

$$w = w_r$$

$$b_m = 0,778 \sqrt{rt}$$

$$\left(\frac{wE}{r}\right) = \frac{P \cdot r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$\sigma_{\theta r} = \frac{P \cdot r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

deformations

C.5.2 Циліндр із кільцевим елементом жорсткості: осьове навантаження

Напруження в оболонці потрібно визначати з використанням значення w , обчисленого в даному пункті і введеного в вираз, наведений у C.2.5 та C.2.2.

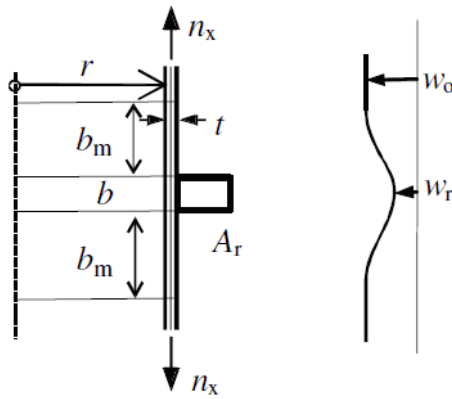
C.5 RING STIFFENER ON CYLINDRICAL SHELL

C.5.1 Ring stiffened cylinder: radial force on ring

The stresses in the shell should be determined using the calculated value of w from this clause introduced into the expressions given in C.2.5. Where there is a change in the shell thickness at the ring, the method set out in 8.2.2 of EN 1993-4-1 should be used.

C.5.2 Ring stiffened cylinder: axial loading

The stresses in the shell should be determined using the calculated value of w from this clause introduced into the expressions given in C.2.5 and C.2.2.



$$\sigma_{MTx} = \frac{n_x}{t}$$

$$w = w_r - w_0$$

$$w_0 = -\nu \sigma_{MTx} \frac{r}{E}$$

$$b_m = 0,778 \sqrt{rt}$$

$$w_r = w_0 \frac{(b + 2b_m)t}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$w = -w_0 \frac{A_r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$\sigma_{\theta r} = E \frac{w_r}{r}$$

деформації

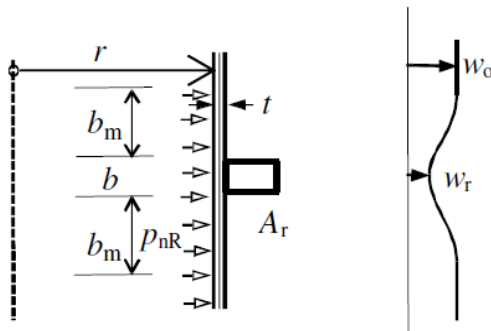
deformations

C.5.3 Циліндр із кільцевим елементом жорсткості: рівномірний внутрішній тиск

C.5.3 Ring stiffened cylinder: uniform internal pressure

Напруження в оболонці потрібно визначати з використанням обчисленого значення w в даному пункті і введеного в вираз, наведений у C.2.5 та C.2.1.

The stresses in the shell should be determined using the calculated value of w from this clause introduced into the expressions given in C.2.5 and C.2.1.



$$\sigma_{MT\theta} = \frac{p_n r}{t}$$

$$w = w_r - w_0$$

$$w_0 = \sigma_{MT\theta} \frac{r}{E}$$

$$b_m = 0,778 \sqrt{rt}$$

$$w_r = w_0 (1 - \kappa)$$

$$w = -w_0 \kappa$$

$$\kappa = \frac{A_r}{A_r + (b + 2b_m)t}$$

$$\sigma_{\theta r} = E \frac{w_r}{r}$$

дформації

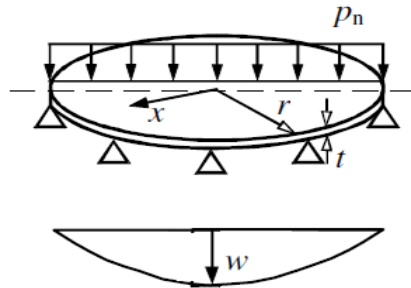
deformations

Максимальне Maximum σ_{sx}	Максимальне Maximum $\sigma_{s\theta}$	Максимальне Maximum τ_{xn}	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,s}$	Максимальне Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

κ	k_x	k_θ	k_τ	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
1,0	1,816	1,080	1,169	1,614	1,043
0,75	1,312	1,060	0,877	1,290	1,032
0,50	0,908	1,040	0,585	1,014	1,021
0,0	0,0	1,000	0,0	1,000	1,000

С.6 КРУГЛІ ПЛАСТИНИ З ОСЕСИМЕТРИЧНИМИ ГРАНИЧНИМИ УМОВАМИ

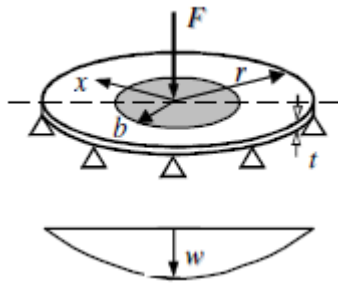
С.6.1 Вільно оберта плита: рівномірне навантаження



деформований стан

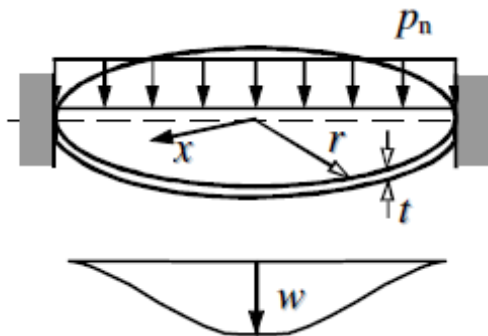
С.6.2 Вільно оберта плита: локально розподілене навантаження

Рівномірний тиск p_n на круглій ділянці з радіусом b



деформований стан

С.6.3 Пластина з затисненим краєм: рівномірне навантаження



деформований стан

С.6 CIRCULAR PLATES WITH AXISYMMETRIC BOUNDARY CONDITIONS

С.6.1 Plate with simply supported boundary: uniform load

$$w = 0,696 \frac{p_n r^4}{Et^3}$$

$$\max. \sigma_{xb} = 1,238 p_n \left(\frac{r}{t}\right)^2$$

$$\max. \sigma_{\theta b} = 1,238 p_n \left(\frac{r}{t}\right)^2$$

$$p_{n,y} = 0,808 \left(\frac{t}{r}\right)^2 f_y$$

deflected shape

С.6.2 Plate with local distributed load: simply supported boundary

Uniform pressure p_n on circular patch of radius b

$$F = p_n \pi b^2 \quad b < 0,2 r$$

$$w = 0,606 \frac{Fr^2}{Et^3}$$

$$\max. \sigma_{xb} = \max. \sigma_{\theta b} = 0,621 \frac{F}{t^2} \left(\ln \frac{b}{r} + 0,769\right)$$

$$F_y = 1,611 \frac{t^2}{\left(\ln \frac{b}{r} + 0,769\right)} f_y$$

deflected shape

С.6.3 Plate with fixed boundary: uniform load

$$w = 0,171 \frac{p_n r^4}{Et^3}$$

$$\sigma_0 = p_n \left(\frac{r}{t}\right)^2$$

$$p_{n,y} = 1,50 \left(\frac{t}{r}\right)^2 f_y$$

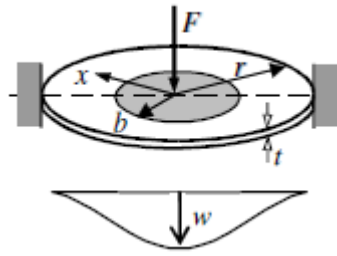
(на краю)
(et edge)

deflected shape

Максимальне σ_{bx} у центрі	Максимальне $\sigma_{b\theta}$ у центрі	Максимальне σ_{eq} у центрі	Максимальне σ_{bx} на краях	Максимальне $\sigma_{b\theta}$ на краях	Максимальне σ_{eq} на краях
$0,488 \sigma_0$	$0,488 \sigma_0$	$0,488 \sigma_0$	$0,75 \sigma_0$	$0,225 \sigma_0$	$0,667 \sigma_0$

С.6.4 Пластина з затисненим краєм: локально розподілене навантаження

Рівномірний тиск p_n на круглій ділянці з радіусом b



$$F = p_n \pi b^2$$

$$w = 0,217 \frac{Fr^2}{Et^3}$$

$$\sigma_0 = \frac{F}{t^2}$$

$$b < 0,2 r$$

$$F_y = 1,611 \frac{t^2}{(\ln \frac{b}{r})} f_y$$

в центрі
(et centre)

деформований стан

deflected shape

**ДОДАТОК D
(ОБОВ'ЯЗКОВИЙ)**

**ANNEX D
(NORMATIVE)**

**ВИРАЗИ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ
НА СТІЙКІСТЬ**

**EXPRESSIONS FOR BUCKLING STRESS
DESIGN**

**D.1 НЕПІДСИЛЕНІ ЦИЛІНДРИЧНІ
ОБОЛОНКИ З ПОСТІЙНОЮ
ТОВЩИНОЮ СТІНКИ**

**D.1 UNSTIFFENED CYLINDRICAL
SHELLS OF CONSTANT WALL
THICKNESS**

**D.1.1 СИСТЕМА ПОЗНАЧЕНЬ
І ГРАНИЧНИХ УМОВ**

**D.1.1 NOTATION AND BOUNDARY
CONDITIONS**

(1) Геометричні величини

l – довжина циліндра між закріпленнями;

r – радіус серединної поверхні циліндра;

t – товщина оболонки;

Δw_k – характеристичне максимальне відхилення.

(1) Geometrical quantities

l cylinder length between defined boundaries

r radius of cylinder middle surface

t thickness of shell

Δw_k characteristic imperfection amplitude

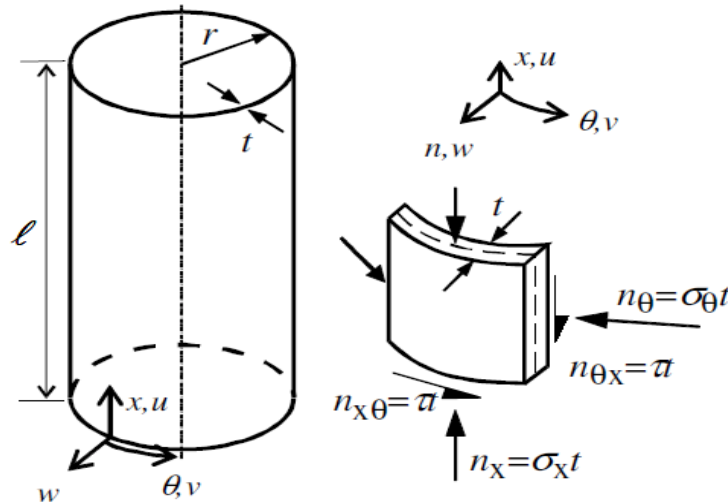


Рисунок D.1 Геометрія циліндра, мембранні напруження і головні вектори напружень

Figure D.1 Cylinder geometry, membrane stresses and stress resultants

(2) Відповідні граничні умови приводяться в 2.3, 5.2.2 і 8.3.

(2) The relevant boundary conditions are set out in 2.3, 5.2.2 and 8.3.

**D.1.2 МЕРИДОНАЛЬНИЙ
(ОСЬОВИЙ) СТИСК**

**D.1.2 MERIDIONAL (AXIAL)
COMPRESSION**

**D.1.2.1 Критичні меридіональні
напруження при поздовжньому згині**

D.1.2.1 Critical meridional buckling stresses

(1) Наступні формули справедливі тільки для оболонок із граничними умовами BC 1 або BC 2 на обох гранях.

(1) The following expressions may only be used for shells with boundary conditions BC 1 or BC 2 at both edges.

(2) Довжина сегмента оболонки характеризується параметром безрозмірної довжини ω :

(2) The length of the shell segment is characterised in terms of the dimensionless length parameter ω

$$\omega = \frac{l}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{l}{\sqrt{rt}} . \quad (D.1)$$

(3) Пружне критичне меридіональне напруження при поздовжньому згині з використанням значення C_x із (4), (5) або (6) потрібно визначати як:

(3) The elastic critical meridional buckling stress, using a value of C_x from (4), (5) or (6), should be obtained from:

$$\sigma_{x,ker} = 0,605 E C_x \frac{t}{r} . \quad (D.2)$$

(4) Для циліндрів середньої довжини, які визначаються як:

(4) For medium-length cylinders, which are defined by:

$$1,7 \leq \omega \leq 0,5 \frac{r}{t} , \quad (D.3)$$

коефіцієнт C_x потрібно приймати як:

the factor C_x should be taken as:

$$C_x = 1,0 . \quad (D.4)$$

(5) Для коротких циліндрів, які визначаються як:

(5) For short cylinders, which are defined by:

$$\omega \leq 1,7 , \quad (D.5)$$

коефіцієнт C_x можна приймати як:

the factor C_x may be taken as:

$$C_x = 1,36 - \frac{1,83}{\omega} + \frac{2,07}{\omega^2} . \quad (D.6)$$

(6) Для довгих циліндрів, які визначаються як:

(6) For long cylinders, which are defined by:

$$\omega > 0,5 \frac{r}{t} , \quad (D.7)$$

коефіцієнт C_x може бути встановлений як:

the factor C_x should be found as:

$$C_x = C_{x,N} , \quad (D.8)$$

де $C_{x,N}$ більше ніж:

in which $C_{x,N}$ is the greater of:

$$C_{x,N} = 1 + \frac{0,2}{C_{xb}} \left[1 - 2\omega \frac{t}{r} \right] \quad (D.9)$$

i

and

$$C_{x,N} = 0,60 , \quad (D.10)$$

де C_{xb} – параметр, який залежить від граничних умов і приймається за таблицею D.1.

where C_{xb} is a parameter depending on the boundary conditions and being taken from table D.1.

Таблиця D.1 Параметр C_{xb} для врахування впливу граничних умов на пружне критичне меридіональне напруження при поздовжньому згині для довгих циліндрів
Table D.1 Parameter C_{xb} for the effect of boundary conditions on the elastic critical meridional buckling stress in long cylinders

Варіант Case	Край циліндра Cylinder end	Граничні умови Boundary condition	C_{xb}
1	end 1 end 2	BC 1 BC 1	6
2	end 1 end 2	BC 1 BC 2	3
3	end 1 end 2	BC 2 BC 2	1

(7) Для довгих циліндрів, визначених у (6) і які відповідають умовам:

(7) For long cylinders as defined in (6) that satisfy the additional conditions:

$$\frac{r}{t} \leq 150 \quad \omega \leq 6 \left(\frac{r}{t} \right) \quad 500 \leq \frac{E}{f_{y,k}} \leq 1000 \quad , \quad (D.11)$$

коефіцієнт C_x може бути обчислений як:

the factor C_x may alternatively be obtained from:

$$C_x = C_{x,N} \left(\frac{\sigma_{xE,N}}{\sigma_{xE}} \right) + \left(\frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad , \quad (D.12)$$

де:

σ_{xE} – проектне значення меридіонального напруження $\sigma_{x,Ed}$;

$\sigma_{xE,N}$ – компонента $\sigma_{x,Ed}$, яка визначається із осьового стиску (компонента рівномірна по колу);

$\sigma_{xE,M}$ – компонента $\sigma_{x,Ed}$, яка визначається із загального згину (пікове значення змінної по колу компоненти).

where:

σ_{xE} – is the design value of the meridional stress $\sigma_{x,Ed}$

$\sigma_{xE,N}$ – is the component of $\sigma_{x,Ed}$ that derives from axial compression (circumferentially uniform component)

$\sigma_{xE,M}$ – is the component of $\sigma_{x,Ed}$ that derives from tubular global bending (peak value of the circumferentially varying component)

Наступний більш простий вираз можна також використовувати замість виразу (D.12):

The following simpler expression may also be used in place of expression (D.12):

$$C_x = 0,60 + 0,40 \left(\frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad . \quad (D.13)$$

D.1.2.2 Меридіональні параметри поздовжнього згину

D.1.2.2 Meridional buckling parameters

(1) Коефіцієнт зменшення меридіонального пружного дефекту α_x потрібно визначати як:

(1) The meridional elastic imperfection reduction factor α_x should be obtained from:

$$\alpha_x = \frac{0,62}{1 + 1,91(\Delta w_k / t)^{1,44}} \quad , \quad (D.14)$$

де Δw_k – найбільше характеристичне значення дефекту

where Δw_k is the characteristic imperfection amplitude:

$$w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{\frac{r}{t}} \cdot t, \quad (D.15)$$

де Q – параметр якості виготовлення по меридіональному стиску.

where Q is the meridional compression fabrication quality parameter.

(2) Параметр якості виготовлення Q потрібно брати із таблиці D.2 по обумовленому класу якості з допусками на виготовлення.

(2) The fabrication quality parameter Q should be taken from table D.2 for the specified fabrication tolerance quality class.

Таблиця D.2 Значення параметра якості виготовлення Q
Table D.2 Values of fabrication quality parameter Q

Клас якості з допусками на виготовлення Fabrication tolerance quality class	Опис Description	Q
Class A Клас А	Найкращий Excellent	40
Class B Клас В	Високий High	25
Class C Клас С	Нормальний Normal	16

(3) Коефіцієнт меридіональної гнучкості стиснутого елемента $\bar{\lambda}_{x0}$, коефіцієнт пластичності β і показник ступені взаємодії η потрібно приймати наступними:

(3) The meridional squash limit slenderness $\bar{\lambda}_{x0}$, the plastic range factor β , and the interaction exponent η should be taken as:

$$\bar{\lambda}_{x0} = 0,20 \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (D.16)$$

(4) Для довгих циліндрів, які відповідають особливим умовам D.1.2.1 (7), коефіцієнт меридіональної гнучкості стиснутого елемента $\bar{\lambda}_{x0}$ можна визначити із:

(4) For long cylinders that satisfy the special conditions of D.1.2.1 (7), the meridional squash limit slenderness $\bar{\lambda}_{x0}$ may be obtained from:

$$\bar{\lambda}_{x0} = 0,20 + 0,10 \left(\frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right), \quad (D.17)$$

де σ_{xE} – проектне значення меридіонального напруження $\sigma_{x,Ed}$;

where: σ_{xE} is the design value of the meridional stress $\sigma_{x,Ed}$

$\sigma_{xE,M}$ – компонента $\sigma_{x,Ed}$, яка визначається із загального згину (пікове значення змінної по колу компоненти)

$\sigma_{xE,M}$ is the component of $\sigma_{x,Ed}$ that derives from tubular global bending (peak value of the circumferentially varying component)

(5) Циліндри можна не перевіряти на меридіональний поздовжній згин оболонки якщо виконується умова:

(5) Cylinders need not be checked against meridional shell buckling if they satisfy:

$$\frac{r}{t} \leq 0,03 \frac{E}{f_{yk}} \quad (D.18)$$

D.1.3 КОЛОВИЙ СТИСК (ОБРУЧ)

D.1.3 CIRCUMFERENTIAL (HOOP) COMPRESSION

D.1.3.1 Критичні колові напруження при поздовжньому згині

D.1.3.1 Critical circumferential buckling stresses

(1) Наступні формули можна застосовувати для оболонок з усіма граничними умовами.

(1) The following expressions may be applied to shells with all boundary conditions.

(2) Довжину сегмента оболонки потрібно характеризувати залежно від безрозмірного параметра довжини ω :

(2) The length of the shell segment should be characterised in terms of the dimensionless length parameter ω :

$$\omega = \frac{l}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{l}{\sqrt{rt}} \quad (D.19)$$

(3) Для циліндрів середньої довжини, які визначаються як:

(3) For medium-length cylinders, which are defined by:

$$20 \leq \frac{\omega}{C_\theta} \leq 1,63 \frac{r}{t} \quad (D.20)$$

Пружне критичне напруження при поздовжньому згині потрібно визначати так:

the elastic critical circumferential buckling stress should be obtained from:

$$\sigma_{\theta, Rcr} = 0,92E \left(\frac{C_\theta}{\omega} \right) \left(\frac{t}{r} \right) \quad (D.21)$$

(4) Коефіцієнт C_θ потрібно брати із таблиці D.3 зі значенням, яке залежить від граничних умов, див. 5.2.2 та 8.3.

The factor C_θ should be taken from table D.3, with a value that depends on the boundary conditions, see 5.2.2 and 8.3.

(5) Для коротких циліндрів, які визначаються як:

(5) For short cylinders, which are defined by:

$$\frac{\omega}{C_\theta} < 20 \quad (D.22)$$

пружне критичне колове напруження при поздовжньому згині потрібно визначати як:

the elastic critical circumferential buckling stress should be obtained instead from:

$$\sigma_{\theta, Rcr} = 0,92E \left(\frac{C_{\theta s}}{\omega} \right) \left(\frac{t}{r} \right) \quad (D.23)$$

(6) Коефіцієнт $C_{\theta s}$ потрібно брати із таблиці D.4 зі значенням, яке залежить від граничних умов, див. 5.2.2 та 8.3.

(6) The factor $C_{\theta s}$ should be taken from table D.4, with a value that depends on the boundary conditions, see 5.2.2 and 8.3:

Таблиця D.3 Коефіцієнти напруження при поздовжньому згині C_0 при дії зовнішнього тиску для циліндрів середньої довжини

Table D.3 External pressure buckling factors for medium-length cylinders C_0

Випадок Case	Край циліндра Cylinder end	Граничні умови Boundary condition	Значення C_0 Value of C_0
1	end 1 end 2	BC 1 BC 1	1,5
2	end 1 end 2	BC 1 BC 2	1,25
3	end 1 end 2	BC 2 BC 2	1,0
4	end 1 end 2	BC 1 BC 3	0,6
5	end 1 end 2	BC2 BC3	0
6	end 1 end 2	BC 3 BC 3	0

Таблиця D.4 Коефіцієнти напруження при поздовжньому згині C_{0s} при дії зовнішнього тиску для коротких циліндрів

Table D.4 External pressure buckling factors for short cylinders C_{0s}

Випадок Case	Край циліндра Cylinder end	Граничні умови Boundary condition	C_{0s}
1	end 1 end 2	BC 1 BC 1	$1,5 + \frac{10}{\omega^2} - \frac{5}{\omega^3}$
2	end 1 end 2	BC 1 BC 2	$1,25 + \frac{8}{\omega^2} - \frac{4}{\omega^3}$
3	end 1 end 2	BC 2 BC 2	$1,0 + \frac{3}{\omega^{1.35}}$
4	end 1 end 2	BC 1 BC 3	$0,6 + \frac{1}{\omega^2} - \frac{0,3}{\omega^3}$
$\omega = \frac{l}{\sqrt{rt}}$ де/where			

(7) Для довгих циліндрів, які визначаються як:

$$\frac{\omega}{C_\theta} > 1,63 \frac{r}{t}, \quad (D.24)$$

пружне критичне кругове напруження при поздовжньому згині потрібно визначати за формулою:

$$\sigma_{\theta, Rcr} = E \left(\frac{t}{r} \right)^2 \left[0,275 + 2,03 \left(\frac{C_\theta \cdot r}{\omega \cdot t} \right)^4 \right] \quad (D.25)$$

(7) For long cylinders, which are defined by:

the elastic critical circumferential buckling stress should be obtained from:

D.1.3.2 Колові параметри поздовжнього згину

(1) Коефіцієнти зменшення колового пружного дефекту потрібно брати із таблиці D.5 по відповідному класу якості з допусками на виготовлення.

D.1.3.2 Circumferential buckling parameters

(1) The circumferential elastic imperfection reduction factor should be taken from table D.5 for the specified fabrication tolerance quality class.

Таблиця D.5 Значення α_0 залежно від якості виготовлення
Table D.5 Values of α_0 based on fabrication quality

Клас якості з допусками на виготовлення Fabrication tolerance quality class	Опис Description	α_0
Клас А Class A	Найкращий Excellent	0,75
Клас В Class B	Високий High	0,65
Клас С Class C	Нормальний Normal	0,50

(2) Коефіцієнт колової гнучкості стиснутого елемента $\bar{\lambda}_{x,0}$, коефіцієнт пластичності β і показник степеня взаємодії η потрібно приймати наступними:

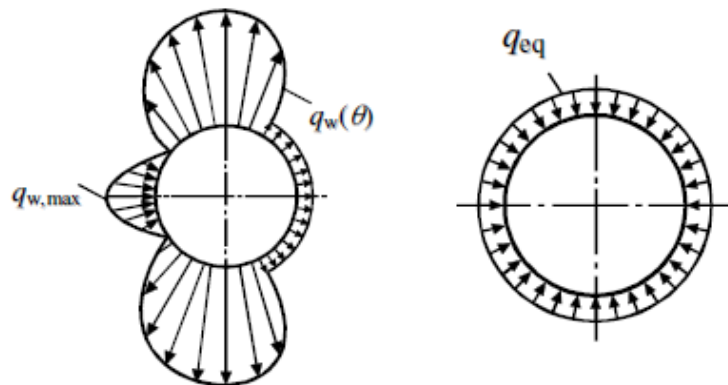
$$\bar{\lambda}_{\theta 0} = 0,20 \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (D.26)$$

(3) Циліндри можна не перевіряти на коловий поздовжній згин оболонки якщо виконується умова:

(2) The circumferential squash limit slenderness $\bar{\lambda}_{x,0}$, the plastic range factor β , and the interaction exponent η should be taken as:

(3) Cylinders need not be checked against circumferential shell buckling if they satisfy:

$$\frac{r}{t} \leq 0,21 \sqrt{\frac{E}{f_{yk}}} \quad (D.27)$$



a) розподіл вітрового тиску навколо оболонки
b) розподіл еквівалентного осесиметричного тиску
a) wind pressure distribution around shell circumference
b) equivalent axisymmetric pressure distribution

Рисунок D.2 Перетворення типового розподілу зовнішнього вітрового тиску
Figure D.2 Transformation of typical wind external pressure load distribution

(4) Нерівномірний розподіл тиску q_w , який виникає від зовнішнього вітрового навантаження на циліндри (див. рисунок D.2) можна, для розрахунку втрати стійкості при поздовжньому згині, замінити еквівалентним рівномірним зовнішнім тиском:

(4) The non-uniform distribution of pressure q_w resulting from external wind loading on cylinders (see figure D.2) may, for the purpose of shell buckling design, be substituted by an equivalent uniform external pressure:

$$q_{eq} = k_w q_{w,max} \quad (D.28)$$

де $q_{w,max}$ – максимальний вітровий тиск, а k_w визначається наступним чином:

where $q_{w,max}$ is the maximum wind pressure, and k_w should be found as follows:

$$k_w = 0,46 \left(1 + 0,1 \sqrt{\frac{C_\theta \cdot r}{\omega \cdot t}} \right) \quad (D.29)$$

із значенням k_w , яке знаходиться в межах $0,65 \leq k_w \leq 1$, значення C_θ потрібно брати з таблиці D.3 відповідно до граничних умов.

with the value of k_w not outside the range $0,65 \leq k_w \leq 1$, and with C_θ taken from table D.3 according to the boundary conditions.

(5) Проектне колове напруження, введене в 8.5, визначається з:

(5) The circumferential design stress to be introduced into 8.5 follows from:

$$\sigma_{\theta,Ed} = (q_{eq} + q_s) \left(\frac{r}{t} \right), \quad (D.30)$$

де q_s – внутрішнє відсмоктування, спричинене дією повітря, внутрішнім частковим розрідженням або іншим явищем.

where q_s is the internal suction caused by venting, internal partial vacuum or other phenomena.

D.1.4 ЗСУВ

D.1.4 SHEAR

D.1.4.1 Критичне напруження при поздовжньому згині зі зсувом

D.1.4.1 Critical shear buckling stresses

(1) Наступні вирази потрібно застосовувати тільки для оболонок із граничними умовами BC1 або BC2 на обох краях.

(1) The following expressions should be applied only to shells with boundary conditions BC1 or BC2 at both edges.

(2) Довжина сегмента оболонки характеризується залежно від безрозмірного параметра довжини ω :

(2) The length of the shell segment should be characterised in terms of the dimensionless length parameter ω :

$$\omega = \frac{l}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{l}{\sqrt{rt}}. \quad (D.31)$$

(3) Пружне критичне напруження при поздовжньому згині від зсуву можна визначити із:

(3) The elastic critical shear buckling stress should be obtained from:

$$\tau_{x\theta,Rcr} = 0,75 EC_\tau \sqrt{\frac{1}{\omega} \left(\frac{t}{r} \right)}. \quad (D.32)$$

(4) Для циліндрів середньої довжини, які визначаються як:

(4) For medium-length cylinders, which are defined by:

$$10 \leq \omega \leq 8,7 \frac{r}{t}, \quad (D.33)$$

коефіцієнт C_τ можна прийняти як:

the factor C_τ may be found as:

$$C_\tau = 1,0. \quad (D.34)$$

(5) Для коротких циліндрів, які визначаються як:

(5) For short cylinders, which are defined by:

$$\omega < 10, \quad (D.35)$$

коефіцієнт C_τ можна визначити із:

the factor C_τ may be obtained from:

$$C_\tau = \sqrt{1 + \frac{42}{\omega^3}}. \quad (D.36)$$

(6) Для довгих циліндрів, які визначаються як:

$$\omega > 8,7 \frac{r}{t}, \quad (D.37)$$

коефіцієнт C_τ можна визначити із:

$$C_\tau = \frac{1}{3} \sqrt{\omega \frac{t}{r}}. \quad (D.38)$$

(6) For long cylinders, which are defined by:

the factor C_τ may be obtained from:

D.1.4.2 Параметри поздовжнього згину в випадку зсуву

(1) Коефіцієнт зменшення пружного дефекту у випадку зсуву потрібно приймати за таблицею D.6 по відповідному класу якості з допусками на виготовлення.

D.1.4.2 Shear buckling parameters

(1) The shear elastic imperfection reduction factor should be taken from table D.6 for the specified fabrication tolerance quality class.

Таблиця D.6 Значення α_τ залежно від якості виготовлення
Table D.6 Values of λ_τ based on fabrication quality

Клас якості з допусками на виготовлення Fabrication tolerance quality class	Опис Description	α_τ
Клас А Class A	Найкращий Excellent	0,75
Клас В Class B	Високий High	0,65
Клас С Class C	Нормальний Normal	0,50

(2) Коефіцієнт гнучкості стиснутого елемента при зсуві $\bar{\lambda}_{x_0}$, коефіцієнт пластичності β і показник ступеня взаємодії η потрібно прийняти наступними:

$$\bar{\lambda}_{x_0} = 0,40 \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0. \quad (D.39)$$

The shear squash limit slenderness $\bar{\lambda}_{x_0}$, the plastic range factor β , and the interaction exponent η should be taken as:

(3) Циліндри можна не перевіряти на коловий поздовжній згин оболонки при зсуві, якщо виконується умова:

(3) Cylinders need not be checked against shear shell buckling if they satisfy:

$$\frac{r}{t} \leq 0,16 \left[\frac{E}{f_{yk}} \right]^{0,67}. \quad (D.40)$$

D.1.5 МЕРИДОНАЛЬНИЙ (ОСЬОВИЙ) СТИСК ІЗ ВНУТРІШНІМ ТИСКОМ

D.1.5 MERIDIONAL (AXIAL) COMPRESSION WITH COEXISTENT INTERNAL PRESSURE

D.1.5.1 Критичне напруження при поздовжньому згині під дією тиску

D.1.5.1 Pressurised critical meridional buckling stress

(1) Пружне критичне напруження при поздовжньому згині $\sigma_{x,Rcr}$ можна визначати без урахування внутрішнього тиску і отримати з D.1.2.1.

(1) The elastic critical meridional buckling stress $\sigma_{x,Rcr}$ may be assumed to be unaffected by the presence of internal pressure and may be obtained as specified in D.1.2.1.

D.1.5.2 Параметри меридіонального поздовжнього згину

(1) Напруження меридіонального поздовжнього згину від дії внутрішнього тиску потрібно перевіряти аналогічно до до такого ж параметра, але без дії тиску, як вказано у 8.5 і D.1.2.2.

Проте коефіцієнт зменшення пружної деформації α_x без тиску потрібно замінити цим же коефіцієнтом, але з урахуванням тиску α_{xp} .

(2) Коефіцієнт зменшення пружної деформації під тиском α_{xp} потрібно брати меншим із двох значень:

α_{xpe} – коефіцієнт, що враховує пружну стабілізацію, спричинену тиском;

α_{xpp} – коефіцієнт, що враховує пластичну дестабілізацію, спричинену тиском.

(3) Коефіцієнт α_{xpe} потрібно визначати із:

$$\alpha_{xpe} = \alpha_x + (1 - \alpha_x) \left[\frac{\bar{p}_s}{\bar{p}_s + 0,3 / \alpha_x^{0,5}} \right]; \quad (D.41)$$

$$\bar{p}_s = \left(\frac{p_s}{\sigma_{x,Rcr}} \right) \left(\frac{r}{t} \right), \quad (D.42)$$

де p_s – найменше проектне значення локального внутрішнього тиску в точці, що розглядається, який діє сумісно із меридіональним стиском;

α_x – коефіцієнт зменшення меридіональної пружної деформації без урахування тиску відповідно до D.1.2.2;

$\sigma_{x,Rcr}$ – пружне критичне меридіональне напруження при поздовжньому згині відповідно до D.1.2.1 (3).

(4) Коефіцієнт α_{xpe} не потрібно застосовувати до довгих циліндрів відповідно до D.1.2.1 (6).

Крім того, його не потрібно застосовувати, якщо виконується одна з умов:

– циліндр середньої довжини відповідно до D.1.2.1 (4);

– короткий циліндр відповідно до D.1.2.1 (5) і в D.1.2.1 (3) було прийнято $C_x = 1$.

D.1.5.2 Pressurised meridional buckling parameters

(1) The pressurised meridional buckling stress should be verified analogously to the unpressurised meridional buckling stress as specified in 8.5 and D.1.2.2.

However, the unpressurised elastic imperfection reduction factor α_x should be replaced by the pressurised elastic imperfection reduction factor α_{xp} .

(2) The pressurised elastic imperfection reduction factor α_{xp} should be taken as the smaller of the two following values:

α_{xpe} is a factor covering pressure-induced elastic stabilisation;

α_{xpp} is a factor covering pressure-induced plastic destabilisation

The factor α_{xpe} should be obtained from:

where: p_s is the smallest design value of local internal pressure at the location of the point being assessed, guaranteed to coexist with the meridional compression,

α_x is the unpressurised meridional elastic imperfection reduction factor according to D.1.2.2,

$\sigma_{x,Rcr}$ is the elastic critical meridional buckling stress according to D.1.2.1 (3).

(4) The factor α_{xpe} should not be applied to cylinders that are long according to D.1.2.1 (6).

In addition, it should not be applied unless one of the following two conditions are met:

the cylinder is medium-length according to D.1.2.1 (4);

the cylinder is short according to D.1.2.1 (5) and $C_x = 1$ has been adopted in D.1.2.1 (3).

(5) Коефіцієнт α_{xpp} потрібно визначати як:

(5) The factor α_{xpp} should be obtained from:

$$\alpha_{xpp} = \left\{ 1 - \left(\frac{\bar{p}_g}{\bar{\lambda}_x^2} \right) \right\} \left[1 - \frac{1}{1,12 + s^{3/2}} \right] \left[\frac{s^2 + 1,21\bar{\lambda}_x^2}{s(s+1)} \right]; \quad (D.43)$$

$$\bar{p}_g = \left(\frac{p_g}{\sigma_{x,Rcr}} \right) \left(\frac{r}{t} \right); \quad (D.44)$$

$$s = \frac{1}{400} \cdot \frac{r}{t}, \quad (D.45)$$

де p_g – найбільше проектне значення локального внутрішнього тиску в розрахунковій точці, з одночасним меридіональним стиском;

λ_x – безрозмірний параметр гнучкості стиснутої оболонки відповідно до 8.5.2 (6);
 $\sigma_{x,Rcr}$ – пружне критичне меридіональне напруження при поздовжньому згині відповідно до D.1.2.1 (3).

where:

p_g is the largest design value of local internal pressure at the location of the point being assessed that can coexist with the meridional compression;

λ_x is the dimensionless shell slenderness parameter according to 8.5.2 (6);

$\sigma_{x,Rcr}$ is the elastic critical meridional buckling stress according to D.1.2.1 (3).

D.1.6 Сумісна дія меридіонального (осьового) стиску, колового (обруч) стиску і зсуву

D.1.6 Combinations of meridional (axial) compression, circumferential (hoop) compression and shear

(1) Параметри взаємодії поздовжнього згину для використання в 8.5.3 (3) можна отримати із:

(1) The buckling interaction parameters to be used in 8.5.3 (3) may be obtained from:

$$k_x = 1,25 + 0,75\chi_x; \quad (D.46)$$

$$k_\theta = 1,25 + 0,75\chi_\theta; \quad (D.47)$$

$$k_\tau = 1,75 + 0,75\chi_\tau; \quad (D.48)$$

$$k_i = (\chi_x \chi_\theta)^2, \quad (D.49)$$

де χ_x , χ_θ , χ_τ – коефіцієнти зменшення поздовжнього згину, визначені в 8.5.2, з використанням параметрів поздовжнього згину, наведених у D.1.2 – D.1.4.

where: χ_x , χ_θ , χ_τ are the buckling reduction factors defined in 8.5.2, using the buckling parameters given in D.1.2 to D.1.4.

(2) Вважається, що три компоненти мембранного напруження взаємодіють у всіх точках оболонки за винятком точок, які прилягають до границь. Перевіркою на сумісну дію можна знехтувати для всіх точок, що знаходяться в межах довжини граничної зони l_R , яка прилягає до будь-якої грані циліндричного сегмента. Значення l_R є меншим із:

(2) The three membrane stress components should be deemed to interact in combination at any point in the shell, except those adjacent to the boundaries. The buckling interaction check may be omitted for all points that lie within the boundary zone length l_R adjacent to either end of the cylindrical segment. The value of l_R is the smaller of:

$$l_R = 0,1L; \quad (D.50)$$

$$l_R \leq 0,16r\sqrt{r/t}. \quad (D.51)$$

(3) Якщо складно виконати перевірку сумісного поздовжнього згину в усіх точках, то можна користуватися простішим консервативним методом, наведеним у наступних положеннях (4) і (5). Якщо максимальне значення будь-якого мембранного напруження виникає у межах граничної зони l_R , яка прилягає до будь-якої грані циліндра, перевірка сумісної дії відповідно до 8.5.3 (3) може бути виконана з використанням значень, визначених у (4).

(4) Якщо виконуються умови положення (3), максимальне значення кожного мембранного напруження, зв'язаного з поздовжнім згином, яке виникає не в межах вільної довжини l_f (за межами граничних зон, див. рисунок D.3a), можна використовувати на перевірку сумісної дії за 8.5.3 (3), де:

$$l_f = L - 2l_R \quad (D.52)$$

(5) Для довгих циліндрів, визначених у D.1.2.1 (6), групи, що мають відношення до сумісної дії і вводяться у перевірку на сумісну дію, можуть обмежуватися більше порівняно з параграфами (3) і (4). Припускається, що напруження, які входять до груп сумісної дії, можна обмежити будь-яким відрізком завдовжки l_{int} , розміщеним у межах l_f для перевірки сумісної дії (див. рисунок D.3b), де:

$$l_{int} = 1,3r\sqrt{r/t} \quad (D.53)$$

(3) Where checks of the buckling interaction at all points is found to be onerous, the following provisions of (4) and (5) permit a simpler conservative assessment. If the maximum value of any of the buckling-relevant membrane stresses in a cylindrical shell occurs in a boundary zone of length l_R adjacent to either end of the cylinder, the interaction check of 8.5.3 (3) may be undertaken using the values defined in (4).

(4) Where the conditions of (3) are met, the maximum value of each of the buckling-relevant membrane stresses occurring within the free length l_f (that is, outside the boundary zones, see figure D.3a) may be used in the interaction check of 8.5.3 (3), where:

(5) For long cylinders as defined in D.1.2.1 (6), the interaction-relevant groups introduced into the interaction check may be restricted further than the provisions of paragraphs (3) and (4). The stresses deemed to be in interaction-relevant groups may then be restricted to any section of length l_{int} falling within the free remaining length l_f for the interaction check (see figure D.3b), where:

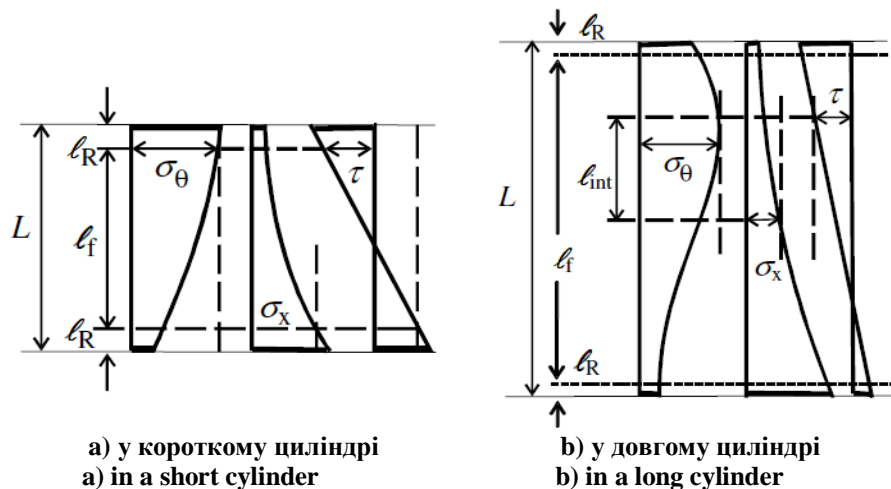


Рисунок D.3 Приклади груп сумісної дії за компонентами мембранних напружень
Figure D.3 Examples of interaction-relevant groups of membrane stress components

(6) Якщо в параграфах (3)–(5) не наводяться особливі положення щодо визначення відносного розміщення або розділу груп компонентів мембранного напруження сумісної дії і все ще потрібен простий і консервативний підхід, максимальне значення кожного мембранного напруження, незалежно від розміщення на оболонці, може бути використаним у формулі (8.19).

(6) If (3)-(5) above do not provide specific provisions for defining the relative locations or separations of interaction-relevant groups of membrane stress components, and a simple conservative treatment is still required, the maximum value of each membrane stress, irrespective of location in the shell, may be adopted into expression (8.19).

D.2 НЕПІДСИЛЕНІ ЦИЛІНДРИЧНІ ОБОЛОНКИ ЗІ СТУПІНЧАСТОЮ ЗМІННОЮ ТОВЩИНОЮ СТІНКИ

D.2 UNSTIFFENED CYLINDRICAL SHELLS OF STEPWISE VARIABLE WALL THICKNESS

D.2.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

D.2.1 GENERAL

D.2.1.1 Система позначень і граничні умови

D.2.1.1 Notation and boundary conditions

(1) У даному розділі використовуються наступні позначення:

L – загальна довжина циліндра;
 r – радіус серединної поверхні циліндра;
 j – цілий показник, який вказує на окремі секції циліндра з постійною товщиною стінки (від $j = 1$ до $j = n$);
 t_j – постійна товщина стінки секції j даного циліндра;
 l_j – довжина секції циліндра.

(1) In this clause the following notation is used:

L overall cylinder length
 r radius of cylinder middle surface
 j an integer index denoting the individual cylinder sections with constant wall thickness (from $j = 1$ to $j = n$)
 t_j the constant wall thickness of section j of the cylinder
 l_j the length of section j of the cylinder

(2) Наступні вирази справедливі тільки для оболонок із граничними умовами BC 1 або BC 2 на обох кінцях (див. 5.2.2 і 8.3), без урахування різниці між ними.

(2) The following expressions may only be used for shells with boundary conditions BC 1 or BC 2 at both edges (see 5.2.2 and 8.3), with no distinction made between them.

D.2.1.2 Геометрія і зміщення стиків

D.2.1.2 Geometry and joint offsets

(1) Якщо товщина стінки циліндра збільшується поступово і ступінчато зверху до низу (див. рисунок D.5a), можна застосовувати методику, наведену в цьому розділі D.2.

(1) Provided that the wall thickness of the cylinder increases progressively stepwise from top to bottom (see figure D.5a), the procedures given in this clause D.2 may be used.

(2) Намічені зміщення e_0 між пластинами суміжних секцій (див. рисунок D.4) можна розглядати як прогнозовані наступними формулами за умови, що намічене значення e_0 менше допустимого значення $e_{0,p}$, яке приймається як менше із:

(2) Intended offsets e_0 between plates of adjacent sections (see figure D.4) may be treated as covered by the following expressions provided that the intended value e_0 is less than the permissible value $e_{0,p}$ which should be taken as the smaller of:

$$e_{0,p} = 0,5(t_{\max} - t_{\min}) ; \quad (D.54)$$

$$e_{0,p} = 0,5t_{\min} , \quad (D.54)$$

де t_{\max} – товщина товстішої стінки з'єднання;

t_{\min} – товщина тоншої стінки з'єднання.

(3) Для циліндрів із прогнозованими зміщеннями між суміжними секціями відповідно до (2), радіус r можна брати як середнє значення всіх секцій.

(4) Для циліндрів зі з'єднаннями внапуск потрібно використовувати положення, наведені в параграфі D.3.

where: t_{\max} is the thickness of the thicker plate at the joint;

t_{\min} is the thickness of the thinner plate at the joint.

(3) For cylinders with permissible intended offsets between plates of adjacent sections according to (2), the radius r may be taken as the mean value of all sections.

(4) For cylinders with overlapping joints (lap joints), the provisions for lap-jointed construction given in D.3 below should be used.

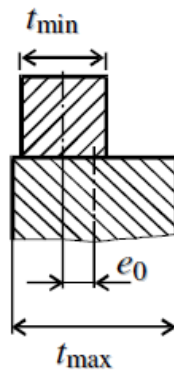


Рисунок D.4 Прогнозоване зміщення e_0 в оболонці, яка з'єднана впритул
Figure D.4 Intended offset e_0 in a butt-jointed shell

D.2.2 МЕРИДІОНАЛЬНИЙ (ОСЬОВИЙ) СТИСК

(1) Кожну секцію циліндра j завдовжки l_j потрібно розглядати як еквівалентний циліндр із загальною довжиною $l=L$ і з постійною товщиною стінки $t=t_j$ відповідно до D.1.2.

(2) Для довгих еквівалентних циліндрів, визначених у D.1.2.1 (6), параметр C_{xb} потрібно приймати як $C_{xb}=1$, якщо краще значення не визначене більш детальним аналізом.

D.2.2 MERIDIONAL (AXIAL) COMPRESSION

(1) Each cylinder section j of length l_j should be treated as an equivalent cylinder of overall length $l=L$ and of uniform wall thickness $t=t_j$ according to D.1.2.

(2) For long equivalent cylinders, as governed by D.1.2.1 (6), the parameter C_{xb} should be conservatively taken as $C_{xb}=1$, unless a better value is justified by more rigorous analysis.

D.2.3 КОЛОВИЙ СТИСК (ОБРУЧ)

D.2.3.1 Критичні колові напруження при поздовжньому згині

(1) Якщо циліндр складається із трьох секцій з різними товщинами стінок, то методику, описану в (4)–(7), потрібно застосовувати для реальних секцій a, b і c, (див. рисунок D.5b).

D.2.3 CIRCUMFERENTIAL (HOOP) COMPRESSION

D.2.3.1 Critical circumferential buckling stresses

(1) If the cylinder consists of three sections with different wall thickness, the procedure of (4) to (7) should be applied to the real sections a, b and c, see figure D.5b.

(2) Якщо циліндр складається тільки із однієї секції (тобто має постійну товщину стінки), потрібно застосовувати положення D.1.

(2) If the cylinder consists of only one section (i.e. constant wall thickness), D.1 should be applied.

(3) Якщо циліндр складається із двох секцій з різною товщиною стінок, методику, описану в (4) – (7), потрібно застосовувати наступним чином: дві із трьох фіктивних секцій, а та b, розглядаються як такі, що мають однакову товщину.

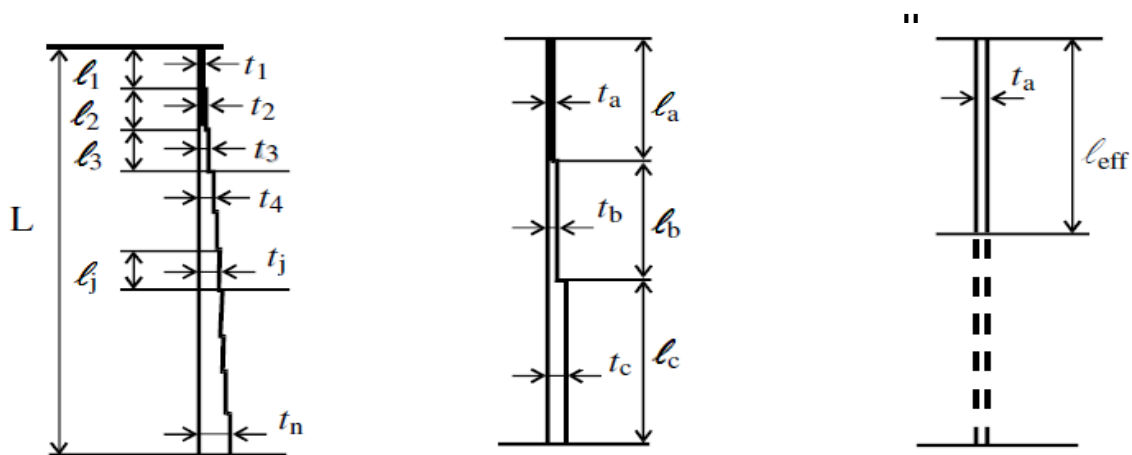
(3) If the cylinder consists of two sections of different wall thickness, the procedure of (4) to (7) should be applied, treating two of the three fictitious sections, a and b, as being of the same thickness.

(4) Якщо циліндр складається більше ніж із трьох секцій із різною товщиною стінок (див. рисунок D.5a), то спочатку його потрібно замінити еквівалентним циліндром, до якого входять три секції а, b і с (див. рисунок D.5b). Довжина верхньої секції l_a повинна продовжуватися до верхнього краю першої секції, товщина якої в 1,5 раза більша ніж найменша товщина стінки t_1 , але не більше половини загальної довжини циліндра L . Довжину двох інших секцій l_b і l_c потрібно визначити наступним чином:

(4) If the cylinder consists of more than three sections with different wall thicknesses (see figure D.5a), it should first be replaced by an equivalent cylinder comprising three sections a, b and c (see figure D.5b). The length of its upper section, l_a , should extend to the upper edge of the first section that has a wall thickness greater than 1,5 times the smallest wall thickness t_1 , but should not comprise more than half the total length L of the cylinder. The length of the two other sections l_b and l_c should be obtained as follows:

$$l_b = l_a \text{ i/and } l_c = L - 2l_a \text{ якщо/if } l_a \leq L/3, \quad (D.56)$$

$$l_b = l_c = 0,5(L - l_a) \text{ якщо/if } L/3 < l_a \leq L/2. \quad (D.57)$$



- а) циліндр зі ступінчасто змінною товщиною стінки
- б) еквівалентний циліндр, який складається із трьох секцій
- в) еквівалентний простий циліндр із однаковою товщиною стінок
- (a) cylinder of stepwise variable wall thickness
- (b) equivalent cylinder comprising three sections
- (c) equivalent single cylinder with uniform wall thickness

Рисунок D.5 Перетворення ступінчастого циліндра в еквівалентний циліндр
Figure D.5 Transformation of stepped cylinder into equivalent cylinder

(5) Фіктивні товщини стінок t_a , t_b і t_c трьох секцій потрібно визначати як середньозважене значення товщини стінок по кожній із трьох фіктивних секцій:

$$t_a = \frac{1}{l_a} \sum_a l_j t_j ; \quad (D.58)$$

$$t_b = \frac{1}{l_b} \sum_b l_j t_j ; \quad (D.59)$$

$$t_c = \frac{1}{l_c} \sum_c l_j t_j . \quad (D.60)$$

(6) Трисекційний циліндр (тобто еквівалентний або реальний циліндр) потрібно замінити еквівалентним простим циліндром із ефективною довжиною l_{eff} і з однаковою товщиною стінок $t = t_a$, (див. рисунок D.5c).

(6) The three-section-cylinder (i.e. the equivalent one or the real one respectively) should be replaced by an equivalent single cylinder of effective length l_{eff} and of uniform wall thickness $t = t_a$, see figure D.5c.

Ефективна довжина визначається наступним чином:

The effective length should be determined from:

$$l_{eff} = l_a / \kappa , \quad (D.61)$$

де κ – безрозмірний коефіцієнт, отриманий з рисунка D.6.

in which κ is a dimensionless factor obtained from figure D.6.

(7) Для секцій циліндра середньої довжини або коротких критичне колове напруження при поздовжньому згині кожної секції циліндра j вихідного циліндра із ступінчасто змінною товщиною стінки потрібно визначати за наступним виразом:

(7) For cylinder sections of moderate or short length, the elastic critical circumferential buckling stress of each cylinder section j of the original cylinder of stepwise variable wall thickness should be determined from:

$$\sigma_{\theta,Rcr,j} = \left(\frac{t_a}{t_j} \right) \sigma_{\theta,Rcr,eff} , \quad (D.62)$$

де $\sigma_{\theta,Rcr,eff}$ – пружне критичне напруження при поздовжньому згині, отримане відповідно з D.1.3.1 (3), D.1.3.1 (5) або D.1.3.1 (7), еквівалентного одиничного циліндра завдовжки l_{eff} відповідно до параграфа (6). Коефіцієнт C_θ в цих виразах потрібно приймати $C_\theta = 1,0$.

where $\sigma_{\theta,Rcr,eff}$ is the elastic critical circumferential buckling stress derived from D.1.3.1 (3), D.1.3.1 (5) or D.1.3.1 (7), as appropriate, of the equivalent single cylinder of length l_{eff} according to paragraph (6). The factor C_θ in these expressions should be given the value $C_\theta = 1,0$.

ПРИМІТКА. Вираз D.62 може здатися дивним через те, що опір виявляється вищим у більш тонких пластинах. Причиною є те, що весь циліндр розглядається при одному критичному зовнішньому тиску, а вираз D.62 дає мембранне напруження в кожному шарі такого випадку. В зв'язку з тим, що зовнішній тиск є рівномірним в осьовому напрямку, ці значення напружень менші в більш

NOTE: Expression D.62 may seem strange in that the resistance appears to be higher in thinner plates. The reason is that the whole cylinder bifurcates at a single critical external pressure, and expression D.62 gives the membrane stress in each course at that instant. Since the external pressure is axially uniform, these stress values are smaller in the thicker courses. It should be noted that the design membrane circumferential stress,

товстих рядах. Необхідно зазначити, що проектне мембранне колове напруження, при якому будуть порівнюватися напруження і опір, також менше в товстіших рядах (див. рисунок D.7). Якщо ступінчастий циліндр еластичний і на нього діє рівномірний зовнішній тиск, то співвідношення проектного мембранного колового напруження і проектного опору є постійним у всіх рядах.

(8) Довжина сегмента оболонки на основі параметра безрозмірної величини ω_j :

$$\omega_j = \frac{l_j}{r} \sqrt{\frac{r}{t_j}} = \frac{l_j}{\sqrt{rt_j}} \quad (D.63)$$

(9) Якщо секція циліндра j довга, потрібно провести другу додаткову оцінку критичного напруження поздовжнього згину. Менше із двох значень, отриманих із (7) і (10), потрібно використовувати для перевірки проектного критичного напруження при поздовжньому згині секції циліндра j .

with which the resistance stresses will be compared in a design check, is also smaller in the thicker courses (see figure D.7). If a stepped cylinder is elastic and under uniform external pressure, the ratio of the design membrane circumferential stress to the design resistance stress is constant throughout all courses.

(8) The length of the shell segment is characterised in terms of the dimensionless length parameter ω_j :

(9) Where the cylinder section j is long, a second additional assessment of the buckling stress should be made. The smaller of the two values derived from (7) and (10) should be used for the buckling design check of the cylinder section j .

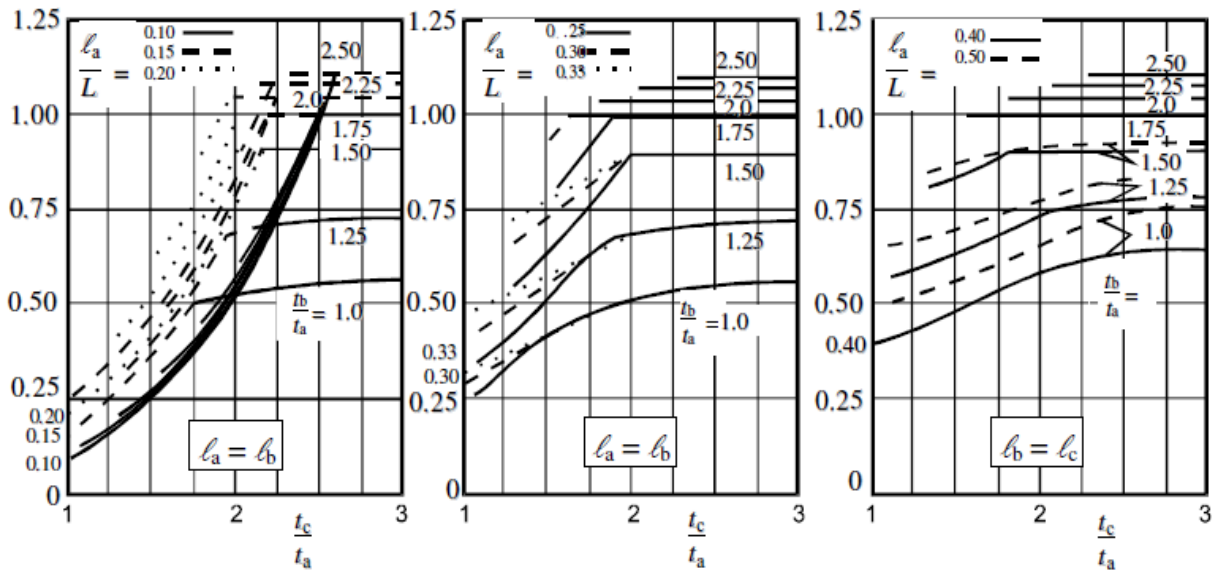


Рисунок D.6 Коефіцієнт κ для визначення ефективно довжини l_{eff}
Figure D.6 Factor κ for determination of the effective length l_{eff}

(10) Секцію циліндра j потрібно вважати довгою, якщо:

$$\omega_j > 1,63 \frac{r}{t_j} \quad (D.64)$$

у такому випадку пружне критичне колове напруження поздовжнього згину потрібно визначати як:

(10) The cylinder section j should be treated as long if:

in which case the elastic critical circumferential buckling stress should be determined from:

$$\sigma_{\theta,Rcr,j} = E \left(\frac{t_j}{r} \right)^2 \left[0,275 + 2,03 \left(\frac{1}{\omega_j} \cdot \frac{r}{t_j} \right)^4 \right] \quad (D.65)$$

D.2.3.2 Перевірка міцності поздовжнього згину при коловому стиску

(1) Для кожної секції циліндра j повинні виконуватися умови 8.5 і проводитися наступна перевірка:

$$\sigma_{\theta,Ed,j} \leq \sigma_{\theta,Rcr,j} \quad (D.66)$$

де $\sigma_{\theta,Ed,j}$ – визначальне значення мембранного колового стискального напруження, як описано в наступних параграфах;

$\sigma_{\theta,Rcr,j}$ – проектне колове напруження при поздовжньому згині, отримане із пружного критичного колового напруження при поздовжньому згині відповідно до D.1.3.2.

(2) За умови, що проектне значення сумарного колового напруження $n_{\theta,Ed}$ є постійним по всій довжині L , визначальне значення стискального мембранного колового напруження в секції j потрібно брати як просте значення:

$$\sigma_{\theta,Ed,j} = n_{\theta,Ed} / t_j \quad (D.67)$$

(3) Якщо проектне значення сумарного колового напруження $n_{\theta,Ed}$ змінюється на довжині L , визначальне значення мембранного стискального колового напруження потрібно брати як фіктивне значення $\sigma_{\theta,Ed,j,mod}$, визначене із максимального значення сумарного колового напруження $n_{\theta,Ed}$ у будь-якому місці довжини L , поділене на локальну товщину t_j (див. рисунок D.7):

$$\sigma_{\theta,Ed,j,mod} = \max(n_{\theta,Ed}) / t_j \quad (D.68)$$

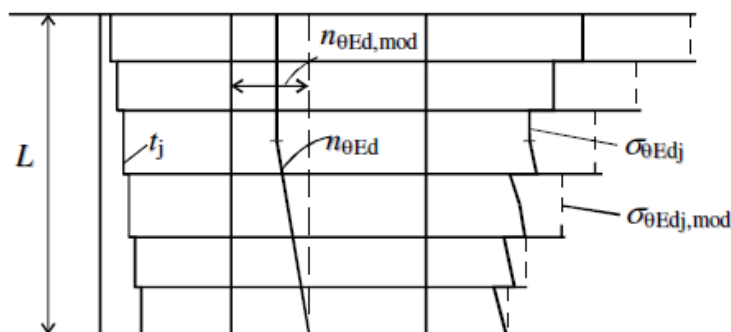


Рисунок D.7 Визначальні значення колового мембранного стискального напруження при $n_{\theta,Ed}$, змінному по довжині L

Figure D.7 Key values of the circumferential compressive membrane stress in cases where $n_{\theta,Ed}$ varies within the length L

D.2.3.2 Buckling strength verification for circumferential compression

(1) For each cylinder section j , the conditions of 8.5 should be met, and the following check should be carried out:

where: $\sigma_{\theta,Ed,j}$ is the key value of the circumferential compressive membrane stress, as detailed in the following clauses;

$\sigma_{\theta,Rcr,j}$ is the design circumferential buckling stress, as derived from the elastic critical circumferential buckling stress according to D.1.3.2.

(2) Provided that the design value of the circumferential stress resultant $n_{\theta,Ed}$ is constant throughout the length L , the key value of the circumferential compressive membrane stress in the section j , should be taken as the simple value:

(3) If the design value of the circumferential stress resultant $n_{\theta,Ed}$ varies within the length L , the key value of the circumferential compressive membrane stress should be taken as a fictitious value $\sigma_{\theta,Ed,j,mod}$ determined from the maximum value of the circumferential stress resultant $n_{\theta,Ed}$ anywhere within the length L divided by the local thickness t_j (see figure D.7), determined as:

D.2.4 ЗСУВ

D.2.4.1 Критичне напруження поздовжнього згину при дії зсуву

(1) Якщо немає спеціального правила для оцінки еквівалентного одиничного циліндра з рівномірною товщиною стінки, можна використовувати вирази D.2.3.1 (1)– (6).

(2) Наступне визначення пружного критичного напруження поздовжнього згину при зсуві можна здійснювати, використовуючи вирази D.2.3.1 (7) – (10), при цьому замінюючи вираз D.1.3.1 колового стиску відповідним виразом зсуву D.1.4.1.

D.2.4.2 Перевірка міцності на поздовжній згин при зсуві

(1) Правила, наведені в D.2.3.2, можна використовувати, але необхідно замінити вираз колового стиску відповідним виразом зсуву.

D.3 НЕПІДСИЛЕНІ ЦИЛІНДРИЧНІ ОБОЛОНКИ, З'ЄДНАНІ ВНАПУСК

D.3.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

D.3.1.1 Визначення

D.3.1.1.1 кільцеве з'єднання внапуск

З'єднання внапуск у коловому напрямку навколо осі оболонки.

D.3.1.1.2 меридіональне з'єднання внапуск

З'єднання внапуск паралельно осі оболонки (меридіональний напрямок).

D.3.1.2 Геометрія і головні вектори напружень

(1) Якщо циліндрична оболонка запроектована з використанням з'єднань внапуск (див. рисунок D.8), можна використовувати наступні положення замість положень, визначених у D.2.

D.2.4 SHEAR

D.2.4.1 Critical shear buckling stresses

(1) If no specific rule for evaluating an equivalent single cylinder of uniform wall thickness is available, the expressions of D.2.3.1 (1) to (6) may be applied.

(2) The further determination of the elastic critical shear buckling stresses may on principle be performed as in D.2.3.1 (7) to (10), but replacing the circumferential compression expressions from D.1.3.1 by the relevant shear expressions from D.1.4.1.

D.2.4.2 Buckling strength verification for shear

(1) The rules of D.2.3.2 may be applied, but replacing the circumferential compression expressions by the relevant shear expressions.

D.3 UNSTIFFENED LAP JOINTED CYLINDRICAL SHELLS

D.3.1 GENERAL

D.3.1.1 Definitions

D.3.1.1.1 circumferential lap joint

A lap joint that runs in the circumferential direction around the shell axis.

D.3.1.1.2 meridional lap joint

A lap joint that runs parallel to the shell axis (meridional direction).

D.3.1.2 Geometry and stress resultants

(1) Where a cylindrical shell is constructed using lap joints (see figure D.8), the following provisions may be used in place of those set out in D.2.

(2) Наступні положення застосовуються як до з'єднань внапуск, які збільшують радіус середньої поверхні оболонки, так і до тих, які його зменшують.

(3) Якщо з'єднання внапуск проходить у коловому напрямку навколо осі оболонки (кільцеве з'єднання внапуск), для визначення меридіонального стиску потрібно використовувати положення D.3.2.

(4) Якщо багато з'єднань внапуск проходять у коловому напрямку навколо осі оболонки (кільцеві з'єднання внапуск) зі зміною товщини пластини вниз по оболонці, для визначення колового стиску потрібно використовувати положення D.3.3

(5) Якщо з'єднання внапуск проходять паралельно осі оболонки (неступінчасте меридіональне з'єднання внапуск), для визначення колового стиску потрібно використовувати положення D.3.3.

(6) В інших випадках особливий підхід до визначення впливу з'єднання внапуск на опір поздовжньому згину не потрібний.

(2) The following provisions apply to lap joints that increase, and those that decrease the radius of the middle surface of the shell.

(3) Where the lap joint runs in a circumferential direction around the shell axis (circumferential lap joint), the provisions of D.3.2 should be used for meridional compression.

(4) Where many lap joints run in a circumferential direction around the shell axis (circumferential lap joints) with changes of plate thickness down the shell, the provisions of D.3.3 should be used for circumferential compression.

(5) Where a continuous lap joint runs parallel to the shell axis (unstaggered meridional lap joint), the provisions of D.3.3 should be used for circumferential compression.

(6) In other cases, no special consideration need be given for the influence of lap joints on the buckling resistance.

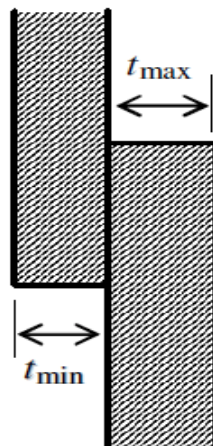


Рисунок D.8 Оболонка, з'єднана внапуск
Figure D.8 Lap jointed shell

D.3.2 МЕРИДІОНАЛЬНИЙ (ОСЬОВИЙ) СТИСК

(1) Якщо на циліндр, з'єднаний внапуск, у меридіональному напрямку діє меридіональний стиск, то опір поздовжньому згину можна обчислити як для рівномірного або ступінчастого циліндра відповідно, але проектний опір потрібно зменшити множенням на 0,70.

(2) Якщо в місці стику внапуск відбувається зміна товщини пластини, значення проектного опору поздовжньому згину можна брати як для більш тоншої пластини, як визначено в (1).

D.3.3 КОЛОВИЙ СТИСК (ОБРУЧ)

(1) Якщо на циліндр, з'єднаний внапуск, діє коловий стиск уперек меридіональних кільцевих з'єднань, проектний опір поздовжньому згину можна обчислити як для рівномірного або ступінчастого циліндра відповідно, але використовуючи понижувальний коефіцієнт 0,90.

(2) Якщо на циліндр, з'єднаний внапуск у коловому напрямку зі зміною товщини плити до низу, діє коловий стиск, потрібно використовувати методику D.2, без геометричних обмежень за наявності ексцентриситету з'єднання, а проектний опір поздовжньому згину потрібно помножити на понижувальний коефіцієнт 0,90.

(3) Якщо використовується з'єднання внапуск в обох напрямках зі ступінчастим розміщенням меридіональних з'єднань внапуск у почергових смугах або рядах, проектний опір поздовжньому згину можна обчислити як в (2), але без використання понижувального коефіцієнта.

D.3.4 ЗСУВ

(1) Якщо на циліндр, з'єднаний внапуск, діє мембранний зсув, опір поздовжньому згину можна обчислити і для рівномірного, і для ступінчастого циліндра відповідно, без особливих припущень для з'єднань внапуск.

D.3.2 MERIDIONAL (AXIAL) COMPRESSION

(1) Where a lap jointed cylinder is subject to meridional compression, with circumferential lap joints, the buckling resistance may be evaluated as for a uniform or stepped-wall cylinder, as appropriate, but with the design resistance reduced by the factor 0,70.

(2) Where a change of plate thickness occurs at the lap joint, the design buckling resistance may be taken as the same value as for that of the thinner plate as determined in (1).

D.3.3 CIRCUMFERENTIAL (HOOP) COMPRESSION

(1) Where a lap jointed cylinder is subject to circumferential compression across continuous meridional lap joints, the design buckling resistance may be evaluated as for a uniform or stepped-wall cylinder, as appropriate, but with a reduction factor of 0,90.

(2) Where a lap jointed cylinder is subject to circumferential compression, with many circumferential lap joints and a changing plate thickness down the shell, the procedure of D.2 should be used without the geometric restrictions on joint eccentricity, and with the design buckling resistance reduced by the factor 0,90.

(3) Where the lap joints are used in both directions, with staggered placement of the meridional lap joints in alternate strakes or courses, the design buckling resistance should be evaluated as in (2), but no further resistance reduction need be applied.

D.3.4 SHEAR

(1) Where a lap jointed cylinder is subject to membrane shear, the buckling resistance may be evaluated as for a uniform or stepped-wall cylinder, as appropriate, without any special allowance for the lap joints.

D.4 НЕПІДКРІПЛЕНІ ПОВНІ І ЗРІЗАНІ КОНІЧНІ ОБОЛОНКИ

D.4 UNSTIFFENED COMPLETE AND TRUNCATED CONICAL SHELLS

D.4.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

D.4.1 GENERAL

D.4.1.1 Система позначень

D.4.1.1 Notation

У цьому розділі використовуються наступні позначення:

In this clause the following notation is used:

h – осьова довжина (висота) зрізаного конуса;

h is the axial length (height) of the truncated cone;

L – меридіональна довжина зрізаного конуса ($= h/\cos \beta$);

L the meridional length of the truncated cone ($= h/\cos \beta$);

r – радіус серединної поверхні конуса, перпендикулярний до осі повороту, який змінюється лінійно вниз по довжині;

r is the radius of the cone middle surface, perpendicular to axis of rotation, that varies linearly down the length;

r_1 – радіус зрізаного кінця конуса;

r_1 is the radius at the small end of the cone;

r_2 – радіус основи конуса;

r_2 is the radius at the large end of the cone;

β – половина кута вершини конуса.

β is the apex half angle of cone.

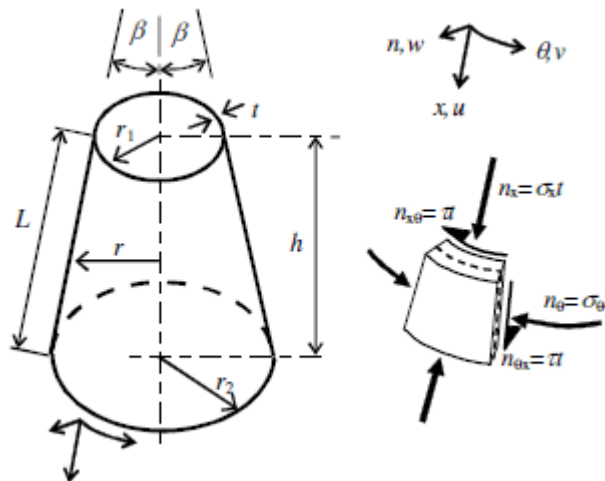


Рисунок D.9 Геометрія конуса, мембранні напруження і головні вектори напружень
Figure D.9 Cone geometry, membrane stresses and stress resultants

D.4.1.2 Граничні умови

D.4.1.2 Boundary conditions

(1) Наступні вирази потрібно застосовувати тільки для оболонок із граничними умовами BC1 або BC2 на обох кінцях (див. 5.2.2, 8.3), без різниці між ними. Ці вирази не слід застосовувати для оболонки, в якій є будь-яка гранична умова типу BC 3.

(1) The following expressions should be used only for shells with boundary conditions BC 1 or BC 2 at both edges (see 5.2.2 and 8.3), with no distinction made between them. They should not be used for a shell in which any boundary condition is BC 3.

(2) Правила розділу D.4 потрібно застосовувати тільки для наступних двох обмежувальних граничних умов радіального зміщення будь-якого кінця конуса:

(2) The rules in this clause D.4 should be used only for the following two radial displacement restraint boundary conditions, at either end of the cone:

«Умова циліндра»:

“cylinder condition”:

$$w = 0$$

«Умова кільця»:

“ring condition”:

$$u \sin \beta + w \cos \beta = 0$$

D.4.1.3 Геометрія

(1) Наступні правила справедливі тільки для зрізаних конусів із постійною товщиною стінки і половиною кута при вершині конуса $\beta \leq 65^\circ$ (див. рисунок D.9)

D.4.1.3 Geometry

(1) Only truncated cones of uniform wall thickness and with apex half angle $\beta \leq 65^\circ$ (see figure D.9) are covered by the following rules.

D.4.2 Проектні критичні напруження при поздовжньому згині

D.4.2 Design buckling stresses

D.4.2.1 Еквівалентний циліндр

(1) Всі проектні критичні напруження при поздовжньому згині, які необхідні для перевірки міцності на поздовжній згин відповідно до 8.5, можна знайти шляхом аналізу конічної оболонки як еквівалентного циліндра завдовжки l_e і з радіусом r_e , де l_e і r_e залежать від типу розподілу мембранного напруження в конічній оболонці.

D.4.2.1 Equivalent cylinder

(1) The design buckling stresses that are needed for the buckling strength verification according to 8.5 may all be found by treating the conical shell as an equivalent cylinder of length l_e and of radius r_e in which l_e and r_e depend on the type of membrane stress distribution in the conical shell.

D.4.2.2 Меридіональний стиск

(1) Для конусів під дією меридіонального стиску довжину еквівалентного циліндра l_e потрібно визначати як:

$$l_e = L \quad (D.69)$$

(2) Радіус r_e еквівалентного циліндра в будь-якому місці дії поздовжнього згину потрібно приймати як:

(2) The equivalent cylinder radius at any buckling relevant location r_e should be taken as:

$$r_e = \frac{r}{\cos \beta} \quad (D.70)$$

D.4.2.3 Коловий стиск (обруч)

(1) Для конусів, на які діє коловий стиск, еквівалентну довжину l_e циліндра потрібно визначати як:

D.4.2.3 Circumferential (hoop) compression

(1) For cones under circumferential compression, the equivalent cylinder length l_e should be taken as:

$$l_e = L \quad (D.71)$$

(2) Радіус r_e еквівалентного циліндра потрібно приймати рівним:

(2) The equivalent cylinder radius r_e should be taken as:

$$r_e = \frac{(r_1 + r_2)}{2 \cos \beta} \quad (D.72)$$

D.4.2.4 Рівномірний зовнішній тиск

(1) Для конусів, на які діє рівномірний зовнішній тиск q , які мають або граничні умови BC1, або BC2 на обох кінцях, наступна методика може бути використана для розроблення більш економічного конструктивного рішення.

(2) Довжину еквівалентного циліндра l_e потрібно брати як менше значення з:

$$l_e = L, \quad \text{and} \quad (D.73)$$

$$l_e = \left(\frac{r_2}{\sin \beta} \right) (0,53 + 0,125\beta), \quad (D.74)$$

де половина кута вершини конуса β вимірюється в радіанах.

(3) Для більш коротких конусів, для яких еквівалентна довжина l_e обчислюється за (D.73), радіус r_e еквівалентного циліндра потрібно приймати рівним:

$$r_e = \left(\frac{0,55r_1 + 0,45r_2}{\cos \beta} \right). \quad (D.75)$$

(4) Для більш довгих конусів, для яких еквівалентна довжина l_e обчислюється по (D.74), r_e еквівалентного циліндра потрібно приймати рівним:

$$r_e = 0,71r_2 \left[\frac{1 - 0,1\beta}{\cos \beta} \right]. \quad (D.76)$$

(5) Перевірка міцності на поздовжній згин повинна виконуватись на основі умовного колового мембранного напруження:

$$\sigma_{\theta,Ed} = q \left(\frac{r_e}{t} \right), \quad (D.77)$$

де q – зовнішній тиск, а меридіональні мембранне напруження, викликане зовнішнім тиском, не враховується.

D.4.2.5 Зсув

(1) Для конусів, в яких діє мембранне напруження стиску, довжину еквівалентного циліндра l_e потрібно визначати як:

D.4.2.4 Uniform external pressure

(1) For cones under uniform external pressure q , that have either the boundary conditions BC1 at both ends or the boundary conditions BC2 at both ends, the following procedure may be used to produce a more economic design.

(2) The equivalent cylinder length l_e should be taken as the lesser of:

$$l_e = L, \quad \text{and} \quad (D.73)$$

$$l_e = \left(\frac{r_2}{\sin \beta} \right) (0,53 + 0,125\beta), \quad (D.74)$$

where the cone apex half angle β is measured in radians.

(3) For shorter cones, where the equivalent length l_e is given by expression (D.73), the equivalent cylinder radius r_e should be taken as:

$$r_e = \left(\frac{0,55r_1 + 0,45r_2}{\cos \beta} \right). \quad (D.75)$$

(4) For longer cones, where the equivalent length l_e is given by expression (D.74), the equivalent cylinder radius r_e should be taken as:

$$r_e = 0,71r_2 \left[\frac{1 - 0,1\beta}{\cos \beta} \right]. \quad (D.76)$$

(5) The buckling strength verification should be based on the notional circumferential membrane stress:

$$\sigma_{\theta,Ed} = q \left(\frac{r_e}{t} \right), \quad (D.77)$$

in which q is the external pressure, and no account is taken of the meridional membrane stress induced by the external pressure.

D.4.2.5 Shear

(1) For cones under membrane shear stress, the equivalent cylinder length l_e should be taken as:

$$l_e = h. \quad (D.78)$$

(2) Радіус r_e еквівалентного циліндра потрібно приймати рівним:

(2) The equivalent cylinder radius r_e should be taken as:

$$r_e = \left[1 + \rho_g - \frac{1}{\rho_g} \right] r_1 \cdot \cos \beta, \quad (D.79)$$

де

in which

$$\rho_g = \sqrt{\frac{r_1 + r_2}{2r_1}}. \quad (D.80)$$

D.4.2.6 Рівномірна деформація кручення

D.4.2.6 Uniform torsion

(1) Для конусів, в яких виникає мембранне напруження зсуву від рівномірної деформації кручення (що викликає лінійно змінний меридіальний зсув), наступна методика може бути використана для розробки економічнішого конструктивного рішення за умови, що $\rho_u < 0,8$, а граничні умови на обох кінцях – BC2.

(1) For cones under membrane shear stress, where this is produced by uniform torsion (inducing a shear that varies linearly down the meridian), the following procedure may be used to produce a more economic design, provided $\rho_u < 0,8$ and the boundary conditions are BC2 at both ends.

(2) Довжину еквівалентного циліндра l_e потрібно визначати як:

(2) The equivalent cylinder length l_e should be taken as:

$$l_e = L. \quad (D.81)$$

(3) Радіус r_e еквівалентного циліндра потрібно приймати рівним:

(3) The equivalent cylinder radius r_e should be taken as:

$$r_e = \left(\frac{r_1 + r_2}{2 \cos \beta} \right) (1 - \rho_u^{2,5})^{0,4}, \quad (D.82)$$

де

in which

$$\rho_u = \frac{L \sin \beta}{r_2}. \quad (D.83)$$

D.4.3 ПЕРЕВІРКА МІЦНОСТІ НА ПОЗДОВЖНІЙ ЗГИН

D.4.3 BUCKLING STRENGTH VERIFICATION

D.4.3.1 Меридіональний стиск

D.4.3.1 Meridional compression

(1) Перевірку міцності на поздовжній згин потрібно проводити в точці конуса з найбільш критичною комбінацією проектного меридіонального мембранного напруження $\sigma_{x,Ed}$ і проектного меридіонального напруження при поздовжньому згині $\sigma_{x,Rd}$, відповідно до D.4.2.2.

(1) The buckling design check should be carried out at that point of the cone where the combination of design meridional membrane stress $\sigma_{x,Ed}$ and design meridional buckling stress $\sigma_{x,Rd}$, according to D.4.2.2 is most critical.

(2) Якщо меридіональний стиск виникає від постійної осьової сили на зрізаний конус, то малий радіус r_1 і великий радіус r_2 є місцем розміщення найбільш критичних точок.

(3) Якщо меридіональний стиск від постійного згинального моменту діє на усічений конус, малий радіус r_1 потрібно приймати як найбільш критичний.

(4) Проектне меридіональне напруження при поздовжньому згині $\sigma_{x,Rd}$ потрібно визначати для еквівалентного циліндра відповідно до положення D.1.2.

D.4.3.2 Коловий стиск і рівномірний зовнішній тиск

(1) Якщо коловий стиск виникає від рівномірного зовнішнього тиску, перевірку стійкості потрібно проводити використовуючи колове мембранне напруження $\sigma_{\theta,Ed}$, визначене за формулою D.77 і проектне критичне напруження $\sigma_{\theta,Rd}$ згідно з D.4.2.1 і D.4.2.3 або D.4.2.4.

(2) Якщо коловий стиск викликаний не рівномірним зовнішнім тиском, розрахунковий розподіл напруження $\sigma_{\theta,Ed(x)}$ потрібно замінити фіктивним напруженням $\sigma_{\theta,Ed(x)}$, яке в кожній точці перевищує обчислене значення, але виникає від фіктивного рівномірного зовнішнього тиску. Перевірку стійкості потрібно проводити згідно з пунктом (1), але використовуючи $\sigma_{\theta,Ed,env}$ замість $\sigma_{\theta,Ed}$.

(3) Проектне критичне напруження при поздовжньому згині $\sigma_{\theta,Rd}$ потрібно визначати для еквівалентного циліндра згідно з D.1.3.

D.4.3.3 Зсув і рівномірне кручення

(1) У випадку, якщо зсув виникає від постійного загального кручення конуса, перевірку стійкості потрібно проводити використовуючи проектне мембранне зсувне напруження $\tau_{x\theta,Ed}$ в точці з координатою $r = r_e \cos\beta$ і проектне зсувне напруження при поздовжньому згині $\tau_{x\theta,Rd}$ відповідно до D.4.2.1 і D.4.2.5 або D.4.2.6.

(2) In the case of meridional compression caused by a constant axial force on a truncated cone, both the small radius r_1 , and the large radius r_2 should be considered as possible locations for the most critical position.

(3) In the case of meridional compression caused by a constant global bending moment on the cone, the small radius r_1 should be taken as the most critical.

(4) The design meridional buckling stress $\sigma_{x,Rd}$ should be determined for the equivalent cylinder according to D.1.2.

D.4.3.2 Circumferential (hoop) compression and uniform external pressure

(1) Where the circumferential compression is caused by uniform external pressure, the buckling design check should be carried out using the design circumferential membrane stress $\sigma_{\theta,Ed}$ determined using expression D.77 and the design circumferential buckling stress $\sigma_{\theta,Rd}$ according to D.4.2.1 and D.4.2.3 or D.4.2.4.

(2) Where the circumferential compression is caused by actions other than uniform external pressure, the calculated stress distribution $\sigma_{\theta,Ed(x)}$ should be replaced by a fictitious enveloping stress distribution $\sigma_{\theta,Ed(x)}$ that everywhere exceeds the calculated value, but which would arise from a fictitious uniform external pressure. The buckling design check should then be carried out as in paragraph (1), but using $\sigma_{\theta,Ed,env}$ instead of $\sigma_{\theta,Ed}$.

(3) The design buckling stress $\sigma_{\theta,Rd}$ should be determined for the equivalent cylinder according to D.1.3.

D.4.3.3 Shear and uniform torsion

(1) In the case of shear caused by a constant global torque on the cone, the buckling design check should be carried out using the design membrane shear stress $\tau_{x\theta,Ed}$ at the point with $r = r_e \cos\beta$ and the design buckling shear stress $\tau_{x\theta,Rd}$ according to D.4.2.1 and D.4.2.5 or D.4.2.6.

(2) Якщо зсув виникає не від загального постійного кручення (а, наприклад, від загального навантаження зсуву на конус) розрахунковий розподіл напружень $\tau_{x\theta,Ed(x)}$ потрібно замінити фіктивним розподілом напруження $\tau_{x\theta,Ed,env(x)}$, яке в кожній точці перевищує розрахункове значення, але виникає від фіктивного загального кручення. Перевірку стійкості при поздовжньому згині потрібно проводити згідно з (1), але використовуючи $\tau_{x\theta,Ed,env}$ замість $\tau_{x\theta,Ed}$.

(3) Проектне напруження зсуву при поздовжньому згині $\tau_{x\theta,Rd}$ потрібно визначати для еквівалентного циліндра відповідно до D.1.4.

(2) Where the shear is caused by actions other than a constant global torque (such as a global shear force on the cone), the calculated stress distribution $\tau_{x\theta,Ed(x)}$ should be replaced by a fictitious enveloping stress distribution $\tau_{x\theta,Ed,env(x)}$ that everywhere exceeds the calculated value, but which would arise from a fictitious global torque. The buckling design check should then be carried out as in paragraph (1), but using $\tau_{x\theta,Ed,env}$ instead of $\tau_{x\theta,Ed}$.

(3) The design shear buckling stress $\tau_{x\theta,Rd}$ should be determined for the equivalent cylinder according to D.1.4.

Код УКНД: 91.010.30

Ключові слова: безпека, довговічність, граничні стани, матеріали, міцність, надійність, несуча здатність, оболонки, проектування, сталеві конструкції, стійкість.

Генеральний директор ТОВ «Укрінсталькон
ім. В.М. Шимановського», д.т.н., проф.

О. Шимановський

Заступник генерального директора,
д.т.н., проф.

В. Гордєєв

Завідувач відділу НДВТР, к.т.н.

А. Гром

Керівник розробки, к.т.н.

М. Микитаренко

Провідний виконавець, д.т.н.

А. Перельмутер

Завідувач групи НДВТР

Г. Ленда

Провідний фахівець з лінгв. забез.

Я. Лимар

Інженер I категорії

О. Кордун

Інженер I категорії

Я. Левченко