

Лекція 9

Вибір жорстких (односмугових, двосмугових, коробчастих) шин.

Вибір перерізу шин відбувається по нагріву: щоб температура провідника не перевищувала припустимого значення, найбільший робочий струм не повинен перевищувати припустиме значення:

$$I_{\text{роб.нб}} \leq I_{\text{доп}},$$

де $I_{\text{роб.нб}}$ – найбільший робочий струм приєднання;

$I_{\text{доп}}$ – допустимий струм шин вибраного перерізу.

Якщо температура повітря навколишнього середовища відрізняється від номінальної розрахункової $\nu_{\text{ном}}$:

$$I_{\text{доп}} = I_{\text{доп.ном}} \sqrt{\frac{\nu_{\text{доп}} - \nu_0}{\nu_{\text{доп}} - \nu_{0,\text{ном}}}}$$

де $I_{\text{доп.ном}}$ і $I_{\text{доп}}$ – припустимі струми при температурах $\nu_{0,\text{ном}}$ і ν_0 .

Температури, що допускаються, для провідників і кабелів у нормальному режимі наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Припустимі температури провідників

Вид і матеріал провідника	Довгостроково припустима температура жил $\nu_{\text{ж}}$, °C
Шини і голі проводи	70
Кабелі з паперовою просоченою ізоляцією напругою, кВ:	
до 3	80
6	65
10	60
20	50
35	50
Кабелі і проводи з гумовою ізоляцією:	
- звичайною	55
- теплостійкою	65
Провід з полівінілхлоридною ізоляцією	70

Номінальні значення температури навколишнього середовища наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Розрахункова температура навколишнього середовища для провідників і апаратів

Провідники й апарати	Середовище	Температура $\nu_{\text{р}}$, °C
Провідники: проводи, шини, кабелі	Повітря	25
	Земля, вода	15
Апарати	Повітря	35

Перевірка шин на термічну стійкість при КЗ проводиться за умовою:

$$v_k \leq v_{k,\text{доп}} \quad \text{або} \quad q \geq q_{\text{min}},$$

де v_k – температура шин при нагріві струмом КЗ;

$v_{k,\text{доп}}$ – допустима температура нагріву шин при КЗ;

q – вибраний переріз шини;

q_{min} – мінімальний переріз за термічною стійкістю.

Перевірка шин на електродинамічну стійкість. Електродинамічні сили, що виникають при к.з., мають складові, котрі змінюються з частотою 50 і 100 Гц. Якщо власні частоти коливання менше 30 і більше 200 Гц, то механічного резонансу не виникне. У більшості практично застосовуваних конструкцій шин ці умови дотримуються, тому ПУЕ не вимагає перевірки на електродинамічну стійкість з урахуванням механічних коливань.

В окремих випадках, наприклад, при проектуванні нових конструкцій РП з жорсткими шинами знаходиться частота власних коливань для алюмінієвих шин:

$$f_0 = \frac{173,2}{l^2} \sqrt{\frac{J}{q}};$$

для мідних шин:

$$f_0 = \frac{125,2}{l^2} \sqrt{\frac{J}{q}},$$

де l – довжина прольоту між ізоляторами, м;

J – момент інерції поперечного перерізу шини відносно осі, перпендикулярної до напрямку згинальної сили, см⁴ (із табл. 3);

q – поперечний переріз шини, см².

Змінюючи довжину прольоту і форму перетину шин, досягають того, щоб механічний резонанс був виключений, тобто $f_0 > 200$ Гц. У цьому випадку перевірка шин на електродинамічну стійкість проводиться в припущенні, що шини й ізолятори є статичною системою з навантаженням, рівним максимальній електродинамічній силі, що виникає при КЗ.

Механічний розрахунок односмугових шин.

Найбільші електродинамічні сили виникають при трифазному ушкодженні, тому в подальших розрахунках використовується струм трифазного КЗ.

Механічна напруга в матеріалі шини, що виникає при впливі згинаючого моменту, МПА:

$$\sigma_{\text{розр}} = \sqrt{3} \cdot 10^{-8} \frac{i_y^2 l^2}{W \cdot a},$$

де W – момент опору шини, мм³ (табл. 3).

Шини механічно міцні, якщо:

$$\sigma_{\text{розр}} \leq \sigma_{\text{доп}},$$

де $\sigma_{\text{доп}}$ – припустима механічна напруга в матеріалі шин (табл. 4).

Відстань a приймається відповідно до типових конструкцій РП 6-10 кВ у межах 40 – 80 см, а проліт у межах $l = 1,5-2$ м звичайно приймають рівним або кратним кроку комірки.

Таблиця 3 – Момент опору й інерції характерних профілів шин

Розташування шин	Момент інерції	Момент опору
	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{bh^2}{6}$
	$\frac{hb^3}{12}$	$\frac{hb^2}{6}$
	$\frac{bh^3}{6}$	$\frac{bh^2}{3}$
	$\frac{hb^3}{6}$	$\frac{hb^2}{3}$
	$0,72b^3h$	$1,44b^2h$
	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^3}{32}$
	$\frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$	$\frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$

Таблиця 4 – Припустима механічна напруга в матеріалі шин

Матеріал	Марка	$\sigma_{\text{доп}}$, МПа	Модуль пружності E, 10^4 МПа
Алюміній	АТ, А1	82,3	7
	АД	41,2 - 48	-
Алюмінієвий сплав	АД31Т	89,2	-
	АД31Т1	137,2	-
Мідь	МГМ	171,5 - 178,4	10
	МГТ	171,5 - 205,8	10
Сталь	Ст. 3	260,7 - 322,4	20

Механічний розрахунок двосмугових шин. Якщо кожна фаза виконується з двох смуг (рис. 1), то виникають зусилля між смугами і між фазами.

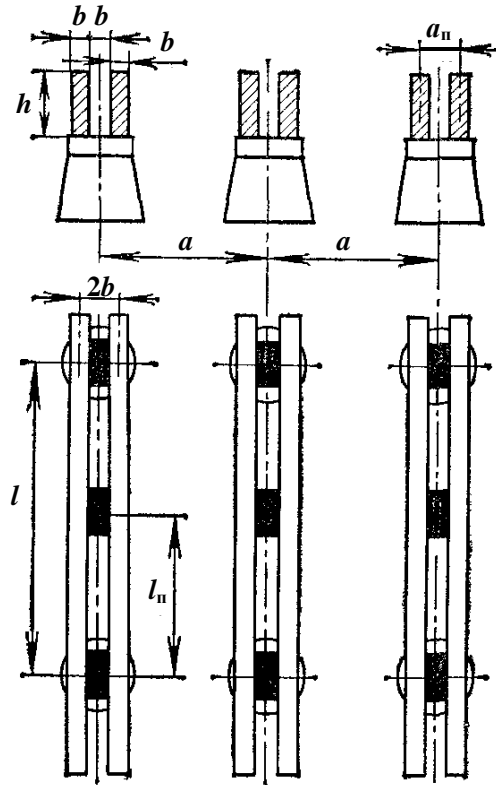


Рисунок 1 – Розташування двосмугових шин

Щоб зменшити зусилля, у прольоті між смугами встановлюють прокладки. Проліт між прокладками l_n вибирається таким чином, щоб електродинамічні сили, що виникають при КЗ, не викликали зіткнення смуг:

$$l_n < 0,216 \sqrt{\frac{a_n}{i_y}} \sqrt[4]{\frac{EJ_n}{k_\phi}},$$

де a_n – відстань між осями смуг, см;

J_n – момент інерції однієї смуги шини, см⁴;

E – модуль пружності матеріалу (табл. 4);

k_ϕ – коефіцієнт форми шин (рис. 2), що враховує вплив поперечних розмірів провідника на сили взаємодії.

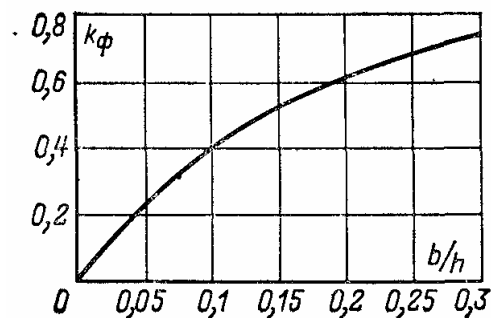


Рисунок 2 – Криві для визначення k_ϕ для двополосних шин при $a_n = 2b$

Щоб не відбувалося різкого збільшення зусиль у смугах у результаті механічного резонансу, частота власних коливань системи повинна бути більше 200 Гц. Виходячи з цього $l_{\text{п}}$ вибирається ще по одній умові:

$$l_{\text{п}} < 1,33 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{EJ_{\text{п}}}{m_{\text{п}}}},$$

де $m_{\text{п}}$ – маса смуги на одиницю довжини, кг/м.

Силу взаємодії між смугами в пакеті з двох смуг можна визначити:

$$f_{\text{п}} = 2 \cdot 10^{-7} k_{\phi} \cdot \frac{(0,5i_y)^2}{2b} = 0,25k_{\phi} \cdot \frac{i_y^2}{b} \cdot 10^{-7}.$$

Напруга в матеріалі шин від взаємодії смуг (розглядаються як балки з рівномірно розподіленим навантаженням і затисненими кінцями), МПа,

$$\sigma_c = \frac{f_{\text{п}} l_{\text{п}}^2}{12W_c},$$

де W_c – момент опору однієї смуги, см^3 ; $l_{\text{п}}$ – відстань між прокладками, м.

Напруга в матеріалі шини від взаємодії фаз:

$$\sigma_{\phi} = \sqrt{3} \cdot 10^{-8} \frac{i_y^2 l^2}{W_{\phi} \cdot a},$$

де W_{ϕ} – момент опору пакету шини, см^3 (табл. 3).

Умова механічної міцності має вигляд:

$$\sigma_{\text{розр}} = \sigma_{\phi} + \sigma_c \leq \sigma_{\text{доп}}.$$

Механічний розрахунок шин коробчастого перетину. Шини коробчастого перетину мають значно більший момент інерції, ніж шини прямокутного перетину, тому в них і значно більша частота власних коливань. Це дозволяє проводити розрахунок без врахування механічних коливань.

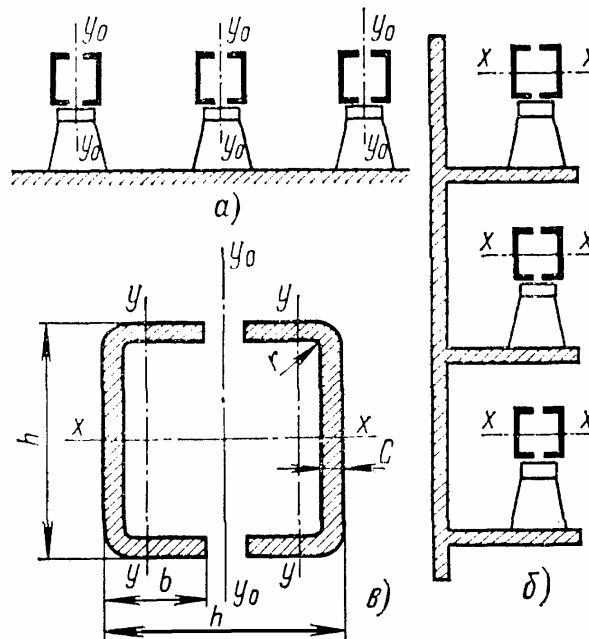


Рисунок 3 – До механічного розрахунку шин коробчастого перетину:
 а – горизонтальне розташування; б – вертикальне розташування,
 в – перетин коробчастої шини

Напруга від взаємодії фаз визначається за формулою

$$\sigma_{\phi} = \sqrt{3} \cdot 10^{-8} \frac{i_y^2 l^2}{W_{\phi} \cdot a},$$

з урахуванням розташування шин.

Якщо шини розташовані горизонтально (рис. 3,а) і шини з'єднані між собою жорстко, то $W_{\phi} = W_{y_0-y_0}$ (із довідника). При відсутності жорсткого з'єднання $W_{\phi} = 2W_{y-y}$ (із довідника). Якщо шини розташовані в вертикальній площині (рис. 3,б), то $W_{\phi} = 2W_{x-x}$ (із довідника).

При визначенні сил взаємодії між швелерами, що складають шину коробчастого перетину, приймають $k_{\phi} = 1$; відстань між осями провідників беруть рівними розмірові h , і тоді сила взаємодії:

$$f_c = 0,5 \cdot \frac{i_y^2}{h} \cdot 10^{-7}.$$

Напруга в матеріалі шин від дії сили:

$$\sigma_c = \frac{f_c l_n^2}{12W_c},$$

де $W_c = W_{y-y}$.

Якщо шини з'єднані жорстко по всій довжині, то $\sigma_c = 0$.

Шини механічно міцні, якщо

$$\sigma_{\text{розр}} = \sigma_{\phi} + \sigma_c \leq \sigma_{\text{доп}}.$$