

РОЗРАХУНОК ГВИНТА УПОРНОГО МЕХАНІЗМУ РЕГУЛЮВАННЯ МІЖВАЛКОВОГО ПРОМІЖКУ ВАЛКОВИХ МАШИН

Важливу роль у забезпеченні надійної роботи обладнання для переробки полімерів, пластмас і гумових сумішей відіграють механізми регулювання одного або декількох міжвалкових проміжків валкових машин (вальців, каландрів і валкових головок екструдерів). Основним силовим елементом кожного із зазначених механізмів є гвинт упорний, від надійності якого залежить працездатність валкової машини в цілому. Тому обґрунтування геометричних і фізичних характеристик гвинта упорного є важливим завданням. У статті наведено основні дані з використання механізму регулювання міжвалкового проміжку, а також його основного елемента – гвинта зав'язаного. Розроблено методику розрахунку гвинта упорного, а також допоміжних елементів механізму регулювання міжвалкового проміжку. Також наведено приклад розрахунків гвинта упорного.

Ключові слова: полімерне машинобудування; валкові машини; міжвалковий проміжок; механізм регулювання; гвинт упорний; методика розрахунку.

Постановка проблеми. Важливу роль у забезпеченні надійної роботи обладнання для перероблення полімерів, пластмас і гумових сумішей відіграють механізми регулювання одного або декількох міжвалкових проміжків валкових машин – вальців, каландрів і валкових головок екструдерів [1–4]. Основним силовим елементом зазначеного механізму є гвинт упорний, від надійності якого залежить працездатність валкової машини в цілому, тому обґрунтування його геометричних і фізичних характеристик є важливим завданням [1]. У той же час докладна методика розрахунку гвинта упорного механізму регулювання міжвалкового проміжку валкових машин на даний час відсутня.

Метою цієї статті є розробка методики розрахунку на міцність гвинта упорного механізму регулювання міжвалкового проміжку валкових машин для перероблення полімерів, пластичних мас і гумових сумішей.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Кінематичну схему механізму регулювання міжвалкового проміжку вальців, а також схему вузла гвинта упорного наведено на рисунку 1.

Нерухомий підшипник 7 заднього валка вальців закріплено на стійці станини 8. Рухомий підшипник 6 переднього валка переміщується в напрямних, утворених поперечкою станини й траверсою 5 (у каландрах валкові підшипники розміщуються у вікнах станин) [1, 4].

Основними елементами механізму є гвинт упорний 2 і закріплена в стійці станини гайка 3. До механізму належать також упорний підшипник 4 і привід гвинта 1. Тип приводу (ручний або електромеханічний) залежить від типорозміру валкової машини.

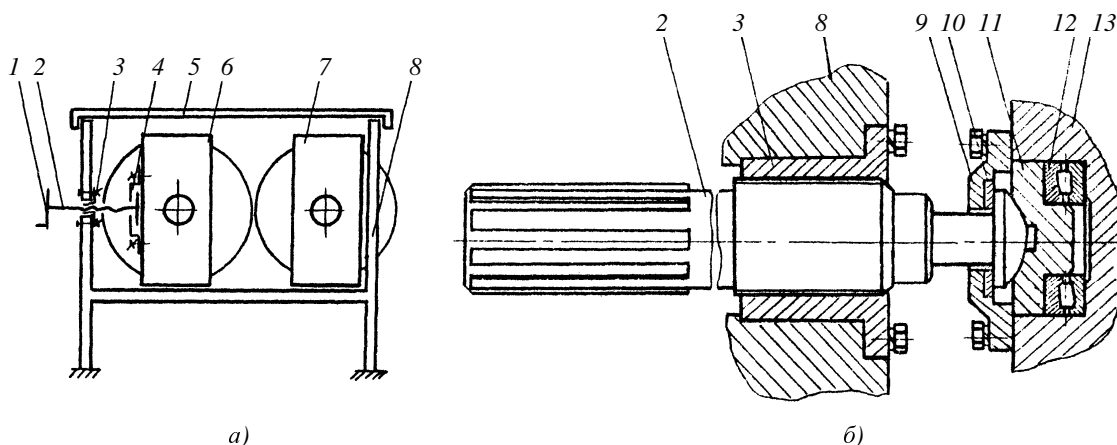


Рис. 1. Кінематична схема механізму регулювання зазору вальців (а) і схема вузла гвинта упорного (б): 1 – привід гвинта упорного; 2 – гвинт упорний; 3 – гайка; 4 – упорний підшипник; 5 – траверса; 6 – рухомий підшипник переднього валка; 7 – нерухомий підшипник заднього валка; 8 – станина; 9 – кришка; 10 – шайба; 11 – п'ята; 12 – упорний ролик-підшипник; 13 – корпус валкового підшипника

Потреба в регулюванні проміжку виникає як перед пуском машини, так і під час її роботи. При цьому, особливо в останньому випадку, доводиться долати опір розпірного зусилля з боку перероблюваного матеріалу, що може сягати 0,8–1,0 МН. Крутний момент, що прикладається до гвинта для його обертання, досить великий. Якщо для лабораторних вальців і каландрів достатньо ручного

приводу упорного гвинта, то в промислових машинах гвинт обертається електродвигуном через двоступінчасті черв'ячні редуктори, передатне відношення яких сягає 2000–3300 [1].

На рисунку 1, б наведено схему установки упорного гвинта в механізмі регулювання міжвалкового проміжку чотиривалкового Z-подібного каландра [1, 4]. Гвинт 2 із трапецеїдальною різью виготовляється зі сталі 45, а гайка гвинта – із бронзи. Гайка 3 кріпиться в станині 8. За допомогою кришки 9 і шайби 10 гвинт приєднується до корпусу валкового підшипника 6. Сферичною головкою гвинт спирається на п'яту 11, також виготовлену зі сталі 45, а через неї – на упорний роликпідшипник 12.

Шліцьовий хвостовик гвинта розміщується в шліцьовому отворі черв'ячного колеса редуктора механізму регулювання проміжку й призначений для забезпечення переміщення гвинта в осьовому напрямку під час його обертання.

Викладення основного матеріалу. Результати роботи. Розрахунок гвинта упорного механізму регулювання міжвалкового проміжку містить такі розрахунки: безпосередньо гвинта на міцність і стійкість, гайки, різі з'єднання «гвинт–гайка» на зносостійкість, а також шліцьового з'єднання «гвинт–черв'ячне колесо».

Розрахунок гвинта упорного. Визначення осьового зусилля, що діє на гвинт. Якщо відоме нерозпірне зусилля $P_{розп}$ (Н), а питоме розпірне зусилля q (Н/м), то величина розпирного зусилля між валками становитиме:

$$P_{діє} = qL,$$

де L – довжина робочої частини валка, м.

Тоді модуль осьового зусилля, що діє на один гвинт пари гвинтів певного валка (Н):

$$Q = \left| 0,5\sqrt{(G + P_{діє} \cos \beta)^2 + (P_{діє} \sin \beta)^2} \right|,$$

де G – вага валка з підшипниками, Н; β – кут між напрямом дії сили тяжіння і прямою, що з'єднує центри валків, які утворюють міжвалковий проміжок, ° (для вальців $\beta = 90^\circ$).

Примітка. Якщо $G \leq 0,05P_{розп}$, то величиною G можна знехтувати; тоді $Q = 0,5P_{розп}$.

Розрахунок п'яти. Ескіз п'яти наведено на рисунку 2.

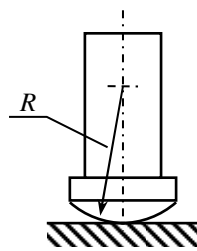


Рис. 2. Ескіз п'яти: R – радіус п'яти, м

Здійснимо розрахунок п'яти на контактне напруження [5].

Умова міцності в разі наявності контактних напружень:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_v / m' = [\sigma]_{\text{конт}},$$

де σ_{\max} – найбільше напруження стиску в центрі площадки контакту, Па; $\sigma_v = 8 \cdot 10^8$ Па – тимчасовий опір для матеріалу п'яти (сталь 40Х, поліпшення); $[\sigma]_{\text{конт}}$ – допустиме значення для найбільшого напруження в місці контакту, Па; m' – коефіцієнт, що залежить від відношення півосей еліптичної площадки контакту та обраної теорії міцності.

У разі взаємного тиску кулі й площини площадка контакту являє собою круг радіусом r , тому відношення півосей площадки контакту $b/a = r/r = 1$. Для $b/a = 1$ і з урахуванням четвертої теорії міцності [5] $m' = 0,62$.

Найбільше напруження стиску в центрі круглої площини контакту за умови взаємного тиску кулі й площини і в разі, коли модулі пружності матеріалів кулі й площини однакові, можна визначити за формулою:

$$\sigma_{\max} = 0,388\sqrt{QE^2/R^2},$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль пружності для сталі під час стискання.

Тепер здійснимо розрахунок моменту сил тертя в п'яті [1] (Н·м):

$$M_f = 2Qfr/3,$$

де $f = 0,12$ – коефіцієнт тертя (для напівсухих поверхонь) п'яти по опорі; r – радіус круга контакту (м):

$$r = \sqrt{3Q/(2\pi\sigma_{\max})}.$$

Розрахунок крутного моменту. Умова працездатності упорного гвинта:

$$M_{\text{ед}} = M_{\delta} + M_{\tau} \leq 9549 N\eta/n_0,$$

де $M_{\text{кр}}$ – крутний момент, що виникає у гвинті, Н·м; M_p і M_n – моменти сил тертя в різі й сил тертя в п'яті, відповідно, Н·м; N – потужність електродвигуна, що обертає гвинт упорний, кВт; n_0 – частота обертання гвинта упорного, об./хв.; η – к.к.д. механізму ($\eta = \eta_{\text{дв}}\eta_{\text{г}}$; тут $\eta_{\text{дв}}$ – к.к.д. гвинтової пари; $\eta_{\text{г}}$ – к.к.д. приводу, що враховує к.к.д. редуктора, муфт, підшипників тощо).

Момент сил тертя в різі (Н·м)[^]

$$M_p = 0,5Qd_2 \text{tg}(\lambda + \rho'),$$

де d_2 – середній діаметр різі гвинта, м; λ – кут підйому різі гвинта, °; ρ – приведений кут тертя для різі, °:

$$\lambda = \arctg[zS/(\pi d_2)];$$

$$\rho' = \arctg f' = \arctg[f_1/\cos(0,5\alpha)],$$

S – крок нарізки різі, м; z – кількість заходів різі; f – приведений коефіцієнт тертя; f_1 – коефіцієнт тертя матеріалу гвинта по матеріалу втулки із врахування типу мастила та швидкості руху w (табл. 1) [6]; α – кут профілю різі, ° ($\alpha = 30^\circ$).

Таблиця 1

Коефіцієнт тертя для різних матеріалів

Матеріали, що труться	Слабке змащення		Добре змащення		Примітка
	$w \leq 1$ м/с	$w > 1$ м/с	$w \leq 1$ м/с	$w > 1$ м/с	
Сталь по бронзі	0,12	0,08	0,06	0,02	змащення – машинне мастило
Сталь по сталі	0,15	0,12	0,08	0,04	те саме
Сталь по чавуну	0,16	0,10	0,07	0,04	– " –

Тоді середній діаметр дорівнює:

$$d_2 = D_{\zeta} - 0,5S,$$

де D_{ζ} – зовнішній діаметр трапецеїдальної різі, м.

Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари визначається за формулою:

$$\eta_{\text{г}} = \text{tg} \lambda / \text{tg}(\lambda + \rho').$$

Розрахунок різі на зносостійкість. Умова зносостійкості різі:

$$d_p = \sqrt{Q/(\pi\varphi_2\xi[p])} \leq d_2,$$

де d_p – розрахунковий середній діаметр гвинта, м; φ_2 – коефіцієнт висоти гайки ($\varphi_2 = H/d_2$; тут H – висота гайки, м); $\xi = h/S = 0,5$ – коефіцієнт відношення висоти робочого профілю трапецеїдальної різі h до її кроку; $[p]$ – допустимий тиск у різі, Па; визначається згідно з таблицею 2 [7].

Таблиця 2

Допустимий тиск у різі залежно від матеріалу гвинтової пари

Матеріал гвинтової пари	$[p]$, МПа
Загартована сталь – бронза	12–13
Незагартована сталь – бронза	8–10
Загартована сталь – антифрикційний чавун АВЧ-1, АКЧ-1	9–7
Незагартована сталь – антифрикційний чавун АВЧ-2, АКЧ-2	6–7
Незагартована сталь – чавун СЧ18-36, СЧ21-40	5

Примітка: за нерегулярної роботи, а також для гайок малої висоти значення $[p]$ може бути збільшене на 20 %

Розрахунок гвинта на міцність. Умова міцності гвинта відповідно до четвертої теорії міцності:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

де $\sigma_{\text{екв}}$ – еквівалентні напруження в небезпечному перерізі гвинта, Па; σ – напруження стиску в

небезпечному перерізі гвинта, Па; τ – напруження кручення в небезпечному перерізі гвинта, Па; $[\sigma]_{\delta}$ – допустимі напруження розтягу для матеріалу гвинта, Па.

Для гвинтів рекомендується брати $[\sigma]_{\delta} = \sigma_{\delta} / 3$, де $\sigma_{\delta} = 3,3 \cdot 10^8$ Па – межа плинності для матеріалу гвинта (сталь 40Х, нормалізація).

Напруження стиску в небезпечному перерізі гвинта:

$$\sigma = Q/F = 4Q/(\pi d^2),$$

де F – площа небезпечного перерізу гвинта, м²; d – діаметр небезпечного перерізу гвинта, м.

Навантаження кручення в небезпечному перерізі гвинта (Па):

$$\tau = M_{\text{ед}}/W_{\rho},$$

де $M_{\text{кр}}$ – крутний момент, що діє на гвинт, Н·м; W_{ρ} – полярний момент опору небезпечного перерізу гвинта, м³:

$$W_{\rho} = \pi d^3/16.$$

Умова міцності гвинта за максимального навантаження:

$$\sigma_m = k_2 \sigma_{\text{ддд}} \leq \sigma_{\text{д}} = 0,8 \sigma_{\delta},$$

де $k_2 = 2$ – розрахунковий коефіцієнт перенавантаження (перенавантаження виникає через зближення валків до їх повного контакту між собою); σ_{δ} – допустиме навантаження, Па; σ_m – межа плинності для матеріалу гвинта (сталь 40Х з урахуванням термообробки), Па.

Розрахунок гвинта на стійкість. Умова стійкості гвинта:

$$n_c > [n],$$

де n_c – коефіцієнт запасу стійкості гвинта:

$$n_c = Q_{\text{кр}}/Q,$$

де $Q_{\text{кр}}$ – критичне значення сили, Н; $[n] = 3 \dots 5$ – допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості для сталевих стрижнів.

Визначимо гнучкість гвинта:

$$\lambda' = \mu l/i,$$

де $\mu = 2$ – коефіцієнт закріплення стрижня; l – довжина гвинта, м; i – найменший радіус інерції поперечного перерізу гвинта:

$$i = \sqrt{J/F_1},$$

де J – приведений момент інерції перерізу гвинта, м⁴:

$$J = \pi d_1^4 (0,4 + 0,6 D_3/d_1)/64,$$

F_1 – площа перерізу гвинта по внутрішньому діаметру різі, м²: $F_1 = \pi d_1^2/4$.

Залежно від отриманого значення гнучкості гвинта розрізняють три варіанти розрахунку:

1) $\lambda' \leq 40$ – гвинт малої гнучкості. Розрахунок на стійкість не робиться.

2) $40 < \lambda' \leq 90$ (100) – гвинт середньої гнучкості. Критичне напруження визначається за формулою

Ясинського, Па:

$$\sigma_{\text{дд}} = A - B \lambda',$$

де A, B – емпіричні коефіцієнти, що залежать від матеріалу гвинта, Па (табл. 3 [5, 7, 8]).

Таблиця 3

Значення коефіцієнтів A і B у формулі Ясинського, МПа

Матеріал	Граничне значення λ'	Коефіцієнт	
		a	b
Вуглецева сталь Ст2, Ст3	100	310	1,14
Вуглецева сталь Ст5	100	350	1,15
Сталь 40	90	321	1,16
Сталь 45	90	450	1,67
Сталь 50	90	473	1,87
Вуглецева сталь Ст4	90	328	1,11
Кремниста сталь	100	589	3,82

Тоді критична сила становить:

$$Q_{\text{ед}} = \sigma_{\text{ед}} F_1.$$

3) $\lambda' > 90$ (100) – гвинт високої гнучкості.

Критичне навантаження визначається за видозміненою формулою Ейлера:

$$\sigma_{\text{ед}} = \pi^2 A / (\lambda')^2,$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль пружності для матеріалу гвинта (сталь 40Х).

Величина критичної сили дорівнює:

$$Q_{\text{ед}} = \sigma_{\text{ед}} F_1.$$

Сумарно умова міцності та стійкості для гвинтів будь-якої довжини має вигляд:

$$\sigma = Q / F_1 \leq [\sigma]_{\text{но}} \varphi,$$

де $[\sigma]_{\text{но}}$ – допустиме напруження на стиск для матеріалу гвинта, Па; φ – коефіцієнт зниження допустимого напруження залежно від гнучкості стрижня (для сталевих гвинтів табл. 4 [9]).

Таблиця 4

Значення коефіцієнта φ

φ	λ															
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
для сталей звичайної якості	1	0,98	0,95	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	0,51	0,43	0,37	0,33	0,29	0,26
для сталей підвищеної якості	1	0,97	0,95	0,91	0,87	0,83	0,79	0,72	0,65	0,55	0,43	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21

Розрахунок гайки. Умова міцності різі гайки на зріз:

$$\tau_{\text{а}} = Q / (\pi D_{\text{с}} H K) \leq [\tau]_{\text{сд}},$$

де $K = 0,65$ – коефіцієнт для трапецеїдальної різі; $[\tau]_{\text{сд}} = (2,0 \dots 2,5) \cdot 10^7$ Па – допустиме напруження на зріз для бронзової гайки ходових гвинтів; $[\tau]_{\text{сд}} = (0,15 \dots 0,20) \cdot 10^7$ Па – допустиме напруження на зріз для матеріалу гайки [10]; $\tau_{\text{с}}$ – напруження зрізу, що виникає в різі гайки, Па.

Умова міцності різі гайки на зминання:

$$\sigma_{\text{сі}} = \frac{4QS}{\pi(D_{\text{с}}^2 - d_1^2)H} \leq [\sigma]_{\text{сі}},$$

де $\sigma_{\text{зм}}$ – напруження зминання, що виникає в різі гайки, Па; $[\sigma]_{\text{сі}} = (3,5 \dots 4,5) \cdot 10^7$ Па – допустиме напруження на зминання для бронзової гайки при сталевому гвинті.

Умова міцності гайки на розтяг з урахуванням кручення:

– для круглих гайок:

$$D_{\text{а}} \geq \sqrt{\frac{5,2Q}{\pi[\sigma]} + D_{\text{с}}^2},$$

де $D_{\text{с}}$ – зовнішній діаметр тіла гайки, м; $[\sigma] = 5 \cdot 10^7$ Па – допустиме напруження для бронзових гайок ($[\sigma] = (3 \dots 4) \cdot 10^7$ Па – допустиме напруження для чавунних гайок) [5];

– для квадратних гайок:

$$C \geq \sqrt{\frac{1,3Q}{[\sigma]} + \frac{\pi D_{\text{с}}^2}{4}},$$

де C – сторона квадрата тіла гайки, м.

Умова міцності опорного бурта гайки на зминання:

$$D_{\text{бі}} \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]_{\text{сі}}} + D_{\text{а}}^2},$$

де $D_{\text{ом}}$ – діаметр опорного бурта гайки, м; $[\sigma]_{\text{сі}} = (7 \dots 8) \cdot 10^7$ Па – напруження зминання для бронзових гайок; $[\sigma]_{\text{сі}} = (6 \dots 8) \cdot 10^7$ Па – напруження зминання для чавунних гайок.

Умова міцності опорного бурта гайки на зріз:

$$\tau_{\text{сд а}} = Q / (\pi D_{\text{а}} h_{\text{а}}) \leq [\tau]_{\text{сд а}},$$

де h_δ – висота опорного бурта гайки, м; $\tau_{зр\delta}$ – напруження зрізу в бурті гайки, Па; $[\tau]_{к\delta} = (3...5) \cdot 10^7$ Па – допустиме напруження зрізу (для бронзових і чавунних гайок [7]).

Розрахунок шліцьового з'єднання. Умова міцності шліцьового з'єднання:

$$\sigma_{\sigma_i} \leq [\sigma]_{\sigma_i},$$

де $[\sigma]_{\sigma_i} = 1,2 \cdot 10^8$ Па – допустиме напруження зминання на бічних поверхнях зубців шліцьових з'єднань з урахуванням термообробки та умов експлуатації; σ_{zm} – напруження зминання поверхні зубців, Па:

$$\sigma_{zm} = \dot{M}_k / (\psi z_3 h l r_{\delta 0}),$$

де M_k – крутний момент, що передається черв'ячним колесом на гвинт (вихідний момент мотор-редуктора), Н·м; $\psi = 0,7$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по зубцях; z_3 – кількість зубців шліцьового з'єднання; h – робоча висота контакту зубців у радіальному напрямку, м; l – робоча довжина зуба вздовж осі вала, м; r_{cp} – середній радіус (відстань від осі обертання валу до середини висоти зуба h), м;

Для евольвентного шліцьового з'єднання з центруванням по бічних поверхнях:

$$h = (D_B - d_A) / 2;$$

$$r_{\delta 0} = (D_{\hat{A}} + d_{\hat{A}}) / 4,$$

де D_B – зовнішній діаметр (кола виступів) вала, м; d_A – внутрішній діаметр (кола виступів) отвору, м;

$$d_{\hat{A}} = D_B - 2m,$$

m – модуль шліцьового з'єднання, м.

Далі наведено результати розрахунку механізму регулювання міжвалкового проміжку валкової машини, що виконаний за допомогою розробленої комп'ютерної програми.

Вихідні дані до розрахунку

Величина питомого розпірного зусилля між валками, кН/м	700
Довжина робочої частини бочки валка, м	1,25
Вага валка разом з підшипниками, кН	70
Модуль пружності під час розтягу для матеріалу опори п'яти, МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Модуль пружності під час розтягу для матеріалу п'яти, МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Радіус п'яти, м	0,8
Коефіцієнт тертя матеріалу п'яти об опірну поверхню	0,12
Границя тимчасового опору для матеріалу п'яти, МПа	800
Зовнішній діаметр трапецеїдальної різі, м	0,1
Коефіцієнт тертя матеріалу гвинта о матеріал втулки	0,08
Кількість заходів трапецеїдальної різі	1
Крок трапецеїдальної різі, м	0,005
К.к.д. приводу	0,69
Потужність електродвигуна приводу гвинта, кВт	2,8
Частота обертання гвинта, об./хв.	0,33
Висота гайки, м	0,26
Допустимий тиск у парі «гвинт–гайка», МПа	12
Діаметр небезпечного перерізу гвинта, м	0,08
Межа плинності для матеріалу гвинта, МПа	330
Довжина гвинта, м	0,225
Допустиме напруження на зрізування для матеріалу гайки, МПа	25
Допустиме напруження на зминання для матеріалу гайки, МПа	35
Зовнішній діаметр тіла гайки, м	0,16
Діаметр опорного бурта гайки, м	0,42
Висота опорного бурта гайки, м	0,035
Допустиме напруження на зминання для матеріалу опорного бурта гайки, МПа	40
Допустиме напруження на зрізування для матеріалу опорного бурта гайки, МПа	30
Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по зубах шліцьового з'єднання	0,7
Кількість зубів шліцьового з'єднання	10
Робоча довжина зубів шліца вздовж осі гвинта, м	0,115
Зовнішній діаметр (кола виступів) шліца гвинта, м	0,078
Модуль шліцьового з'єднання, мм	2
Допустиме напруження на зминання для матеріалу шліцьового з'єднання, МПа	120
<i>Результати розрахунку</i>	
Осьове зусилля, що діє на гвинт, кН	472,5

Умова контакту міцності в п'яті виконується	
Найбільше напруження стискання в центрі площадки контакту, МПа	1212
Допустиме напруження стискання в центрі площадки контакту, МПа	1290
Мінімальний необхідний радіус п'яти, м	0,7527
Радіус круга дотику, м	0,0136
Момент сили тертя в місці контакту п'яти з опірною поверхнею, Н·м	515
Умова працездатності гвинта виконується	
Крутний момент, що виникає у гвинті, Н·м	2789,8
Крутний момент, що передається від електродвигуна, Н·м	9243,4
Умова зносостійкості гвинта виконується	
Розрахунковий середній діаметр гвинта, м	0,097
Виконавчий середній діаметр гвинта, м	0,0975
Допустимий тиск у гвинтовій парі, МПа	12
Еквівалентне напруження в небезпечному перерізі гвинта, МПа	109,2
Допустиме напруження в небезпечному перерізі гвинта, МПа	110
Максимальне напруження в небезпечному перерізі гвинта, МПа	218,3
Максимальне допустиме напруження в небезпечному перерізі гвинта, МПа	264
Умова міцності на зріз та зминання для матеріалу гайки виконується	
Допустиме напруження на зріз матеріалу гайки, МПа	25
Робоче напруження на зріз матеріалу гайки, МПа	8
Допустиме напруження на зминання матеріалу гайки, МПа	35
Робоче напруження на зминання матеріалу гайки, МПа	9
Тип використовуваної гайки	кругла
Значення допустимого напруження для матеріалу гайки, МПа	50
Умова міцності гайки на розтяг з урахуванням кручення виконується	
Умова міцності опірною бурта на зріз та зминання виконується	
Розрахунковий діаметр опірною бурта, м	0,4185
Конструктивний діаметр опірною бурта, м	0,42
Робоче напруження на зріз гайки, МПа	26
Допустиме напруження на зріз гайки, МПа	30
Умова міцності шліцьового з'єднання виконується	
Робоче напруження зминання зубців шліцьового з'єднання, МПа	75
Допустиме напруження зминання зубців шліцьового з'єднання, МПа	120

Висновки. Розроблена методика розрахунку гвинта упорного механізму регулювання міжвалкового проміжку валкових машин – вальців і каландрів – для перероблення полімерів, пластичних мас і гумових сумішей надасть можливість більш обґрунтовано підбирати типорозмір шпинделя для певної одиниці обладнання.

Список використаної літератури:

1. Лукач Ю.Е. Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей / Ю.Е. Лукач, Д.Д. Рябинин, Б.Н. Метлов. – М. : Машиностроение, 1967. – 296 с.
2. Мікульюнок І.О. Обладнання і процеси переробки термопластичних матеріалів з використанням вторинної сировини : монографія / І.О. Мікульюнок. – К. : ІВЦ Вид-во «Політехніка», 2009. – 265 с.
3. Мікульюнок І.О. Моделювання обладнання технологічних ліній для перероблення пластмас і гумових сумішей на базі валкових машин : монографія / І.О. Мікульюнок. – К. : НТУУ «КПІ», 2013. – 244 с.
4. РТМ 0220612-023–88. Методика автоматизованого расчёта винта упорного / Ю.С. Зотов, Л.Р. Зейгермахер, С.А. Роцункин, Е.Л. Малинский. – К. : ПО «Большевик», 1988. – 29 с.
5. Сопротивление материалов / Г.С. Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка и др. – К. : Вища школа, 1986. – 775 с.
6. Комаров М.С. Определение расчетных нагрузок производственных механизмов и машин / М.С. Комаров. – К. : М. : Машгиз, 1958. – 142 с.
7. Чернин И.М. Расчет деталей машин : справочник / И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. – Мн. : Высшейш. шк., 1974. – 592 с.
8. Рудицын М.Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц. – Мн. : Высшейш. шк., 1970. – 628 с.
9. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М. : Высш. школа, 1975. – 423 с.

МІКУЛЬОНОК Ігор Олегович – доктор технічних наук, професор, заслужений винахідник України, професор кафедри хімічного, полімерного та силікатного машинобудування Національного технічного університету України «КПІ».

Наукові інтереси:

- процеси та обладнання перероблення полімерів і матеріалів з їх використанням;
- процеси та обладнання хімічної технології;
- історія науки, техніки й технології.

Тел.: 066–748–65–65.

E-mail: i.mikulionok@kpi.ua.

Стаття надійшла до редакції 30.07.2015