

Розділ 3. ДЕЯКІ ПИТАННЯ ДИНАМІКИ МЧВ

3.1. Кінетостатический аналіз механізмів

Спроекований за кінематичними умовами механізм може виявитися непрацездатним у зв'язку з тим, що сили, що діють на його ланки, можуть виявитися великими, а ККД прямує до нуля. У таких випадках рух механізму стає неможливим і він заклинює. Оцінка працездатності механізму за кутами передачі руху (або кутам тиску) у ряді випадків не гарантує оптимального рішення [21]. На теперішній час допустимі значення кутів передачі не регламентовані, на них відсутні будь-які норми, що враховують умови експлуатації механізму. У багатоланкових механізмах кути передачі не відображають дійсні значення реакцій у кінематичних парах і силового навантаження ланок. Тому на початковому етапі проектування механізмів при недостатній інформації про реальні умови їхньої роботи бажано крім кутів передачі мати й інші критерії, що дозволили би більш об'єктивно оцінити працездатність механізму. Такими критеріями можуть бути реакції в кінематичних парах і ККД механізму.

Однак здійснити точний силовий розрахунок багатоланкових механізмів, особливо на початковій його стадії проектування, важко. Це пояснюється, з одного боку, тим, що не можливо визначити сили інерції, оскільки невідомі розміри й маси ланок, а з іншого боку – змінним характером коефіцієнта тертя в кінематичних парах. Звичайно цю задачу розв'язують наближено, враховуючи лише технологічні опори, іноді частково враховують і сили тертя. Втрати потужності на тертя наближено оцінюють цикловим ККД. Обидва методи (наближений і точний) дають близькі для практики результати [21, 52], а тому на етапі геометричного синтезу сили інерції, що з'являються від мас ланок, а також сили ваги й тертя звичайно враховують при остаточному (динамічному) проектуванні.

Розглянемо методику й результати наближеного силового розрахунку МЧВ [27].

Наближений силовий розрахунок МЧВ1 (рис. 62). Позначимо через M_5 зведений до вихідної ланки EF сумарний момент сил опору, який у загальному вигляді можна визначити у такий спосіб:

$$M_5 = M_{ст} + M_d, \quad (3.1)$$

де $M_{ст}$ – зведений до вихідної ланки EF момент статичних сил опору; $M_d = - J_{зв} \varepsilon_5$ – зведений до цієї ж ланки момент динамічних сил (сил інерції) ведених мас. Тут $J_{зв}$ – зведений момент інерції ведених мас, включаючи масу коромисла EF ; ε_5 – кутове прискорення вихідної ланки EF (при $\omega_1 = \text{const}$, $\varepsilon_5 = \varphi'' \omega_1^2$).

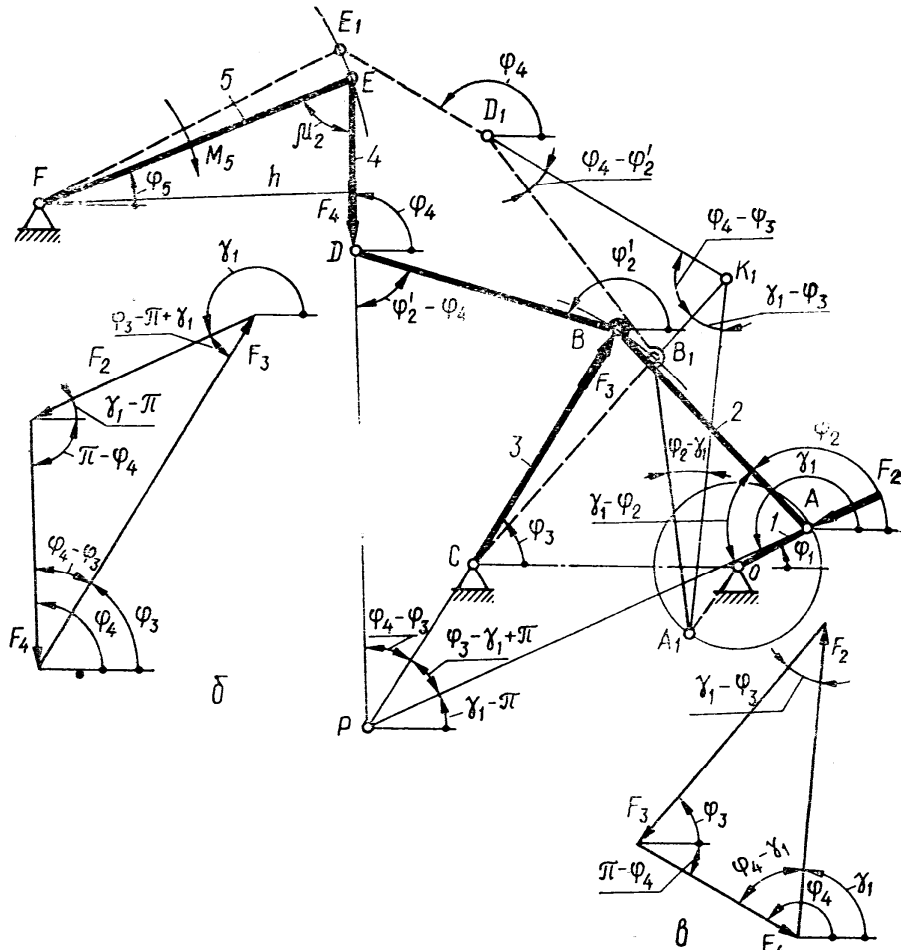


Рис. 62. Наближений силовий розрахунок МЧВ1

У безрозмірному вигляді залежність (3.1) можна записати

$$M_{5И} = \frac{M_{ст}}{J_{ЗВ}\omega_1^2} - \frac{J_{ЗВ}\varepsilon_5}{J_{ЗВ}\omega_1^2} = M_{ст.и} - \varphi_5^n, \quad (3.2)$$

де $M_{5И} = M_5 / J_{ЗВ}\omega_1^2$, $M_{ст.и} = M_{ст} / J_{ЗВ}\omega_1^2$ – відповідно позиційні інваріанти (безрозмірні коефіцієнти) моментів сумарних і статичних сил опору.

Силу F_4 , що передається шатуном DE , можна визначити, якщо знехтувати впливом дотичної складової цієї сили на тертя в шарнірах. При звичайних геометричних співвідношеннях подібні допущення прийнятні [52]. Дійсно, якщо момент тертя в шарнірі D $M_D = F_4 f_D r_D$, де f_D і r_D – відповідно коефіцієнт тертя й радіус цапфи шарніра D , то дотична складова сили F_4 дорівнює $F_4^τ = M_D / l_{DE} = F_4 f_D r_D / l_{DE}$, де l_{DE} – дійсна довжина шатуна DE . Для досліджуваних механізмів можна вважати $r_D / l_{DE} < 0,2$, а $f \leq 0,1$. Тому $F_4^τ < 0,02F_4$, навіть при співвідношенні $r_D / l_{DE} \leq 0,5$ $F_4^τ \leq 0,05F_4$.

З умови рівноваги коромисла EF

$$F_4 h \approx M_5 + F_4 (f_F r_F + f_E r_E)$$

одержимо

$$F_4 \approx \frac{M_5}{h - f_F r_F - f_E r_E}, \quad (3.3)$$

де $h = l_{EF} \sin \mu_2$.

Якщо неможливо навіть наближено оцінити значення коефіцієнтів тертя та радіусів цапф шарнірів E і F , то приймають $F_4 \approx M_5 / h$.

Для визначення реакцій у кінематичних парах A , B , C і D розглянемо умову рівноваги шатуна ABD під дією трьох сил F_4 , F_3 і F_2 . Тут для спрощення досліджень нехтуємо впливом сил тертя на вектори сил F_3 і F_2 . Тоді, відповідно до теореми про три сили, що діють на ланку ABD , лінія дії сил F_4 , F_3 і F_2 проходить через точку P . Побудувавши план сил (рис. 62, б, в), визначаємо невідомі:

$$F_2 = F_4 \frac{\sin(\varphi_4 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_3 - \gamma_1)}, \quad F_3 = F_4 \frac{\sin(\varphi_4 - \gamma_1)}{\sin(\gamma_1 - \varphi_3)}. \quad (3.4)$$

Кут γ_1 знаходимо з $\triangle ABP$:

$$\gamma_1 = \arctg \frac{\overline{PB} \sin \varphi_3 + \sin \varphi_2}{\overline{PB} \cos \varphi_3 + \cos \varphi_2}, \quad (3.5)$$

де $\overline{PB} = \sin(\varphi_4 - \varphi_2') / \sin(\varphi_4 - \varphi_3)$.

У безрозмірному вигляді залежності (3.3) – (3.5) запишемо так:

$$F_{4и} \approx \frac{M_{5и}}{b \sin \mu_2 - 0,5(f_E \lambda_E + f_F \lambda_F)}; \quad F_{2и} = F_{4и} \frac{\sin(\varphi_4 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_3 - \gamma_1)}; \quad F_{3и} = F_{4и} \frac{\sin(\varphi_4 - \gamma_1)}{\sin(\gamma_1 - \varphi_3)}, \quad (3.6)$$

де $F_{4и}$, $F_{3и}$, $F_{2и}$ – позиційні інваріанти відповідних сил, що представляють собою відношення

$$F_{иi} = F_i / J_{зв} \omega_1^2 l^{-1}; \quad (3.7)$$

λ_E , λ_F – відносні радіуси цапф шарнірів E і F $\lambda_i = d_i / l = 2r_i / l$, (d_i – діаметр цапф шарнірів).

У залежності (3.7) добуток $J_{зв} \omega_1^2 l^{-1}$ є модулем вимірювання сил, де $J_{зв}$ – момент інерції ведених мас; ω_1 – кутова швидкість кривошипа; l – дійсна довжина шатуна AB . Знаючи інваріанти сил, можна визначити фактичні сили й моменти сил:

$$F_i = F_{иi} / \left[J_{зв} \omega_1^2 l^{-1} \right]; \quad M_i = M_{иi} \left[J_{зв} \omega_1^2 \right]. \quad (3.8)$$

Отримані дані про сили F_i і моменти M_1, M_5 можна використати для виконання попереднього розрахунку ланок і деталей механізму на міцність.

Обертвий момент сил M_1 , який необхідно прикласти до кривошипа OA , можна визначити з умови збереження потужності:

$$M_1 \omega_1 = M_5 |\omega_5| + F_4 f_F r_F |\omega_5| + F_4 f_E r_E \omega_{54} + F_4 f_D r_D \omega_{42} + F_3 f_B r_B \omega_{32} + F_3 f_C r_C |\omega_3| + F_2 f_A r_A |\omega_2| + F_2 f_O r_O \omega_1,$$

де $\omega_{ik} = |\omega_i - \omega_k|$ – відносні кутові швидкості двох спряжених ланок; f_i і r_i – відповідно коефіцієнти та радіуси цапф шарнірів F, E, D і т.д. Тоді в безрозмірному вигляді маємо

$$M_{1и} = M_{5и} |\varphi'_5| + \left[F_{4и} (f_F r_F |\varphi'_5| + f_E r_E \varphi'_{54} + f_D r_D \varphi'_{42}) + F_{3и} (f_B r_B \varphi'_{32} + f_C r_C |\varphi'_3|) + F_{2и} (f_A r_A |\varphi'_2| + f_O r_O) \right] / l. \quad (3.9)$$

Тут $\varphi'_{ik} = |\varphi'_i - \varphi'_k|$ – аналоги відносної швидкості спряжених ланок;

$M_{иi} = M_i / J_{зв} \omega_1^2$ – інваріанти моментів сил.

Якщо позначити через $C_1 = |h - f_E r_E - f_F r_F| / l$, $C_2 = |\sin(\varphi_4 - \varphi_3) / \sin(\varphi_3 - \gamma_1)|$,

$C_3 = |\sin(\varphi_4 - \gamma_1) / \sin(\gamma_1 - \varphi_3)|$, то з врахуванням (3.3) і (3.4) залежність (3.9) можна

записати в такому вигляді:

$$M_1 = M_{5и} \left[(C_1 |\varphi'_5| + e_F |\varphi'_5| + e_E \varphi'_{54} + e_D \varphi'_{42}) + C_3 (e_B \varphi'_{32} + e_C |\varphi'_3|) + C_2 (e_A |\varphi'_2| + e_O) \right]. \quad (3.10)$$

Для ідеального механізму відносний момент на вхідному валу (валу кривошипа OA) визначається за формулою $M_{1ид} = M_{5и} \varphi'_5$. Отже, миттєвий ККД механізму

$$\eta_i = \frac{M_{1ид}}{M_{1и}} = \frac{C_1 |\varphi'_5|}{(C_1 |\varphi'_5| + e_F |\varphi'_5| + e_E \varphi'_{54} + e_D \varphi'_{42}) + C_3 (e_B \varphi'_{32} + e_C |\varphi'_3|) + C_2 (e_A |\varphi'_2| + e_O)}. \quad (3.11)$$

У залежності (3.11) прийняте $e_D = e_E$, $e_B = e_C$, тобто зроблені допущення, що $F_E = F_D = F_4$, $F_B = F_C = F_3$, $F_A = F_O = F_2$, а тому коефіцієнти тертя та радіуси цапф у відповідних шарнірах рівні. Тут F_E, F_D, F_B і т.д. – реакції в кінематичних парах.

Як видно з виразу (3.11), миттєвий ККД механізму залежить від положень кривошипа OA (аналогі швидкостей є функцією узагальненої координати φ_1), умов тертя в кінематичних парах ($e_i = f_i r_i$), кутів передачі руху (коефіцієнт C_i) і не залежить від величини й характеру навантаження на вихідну ланку.

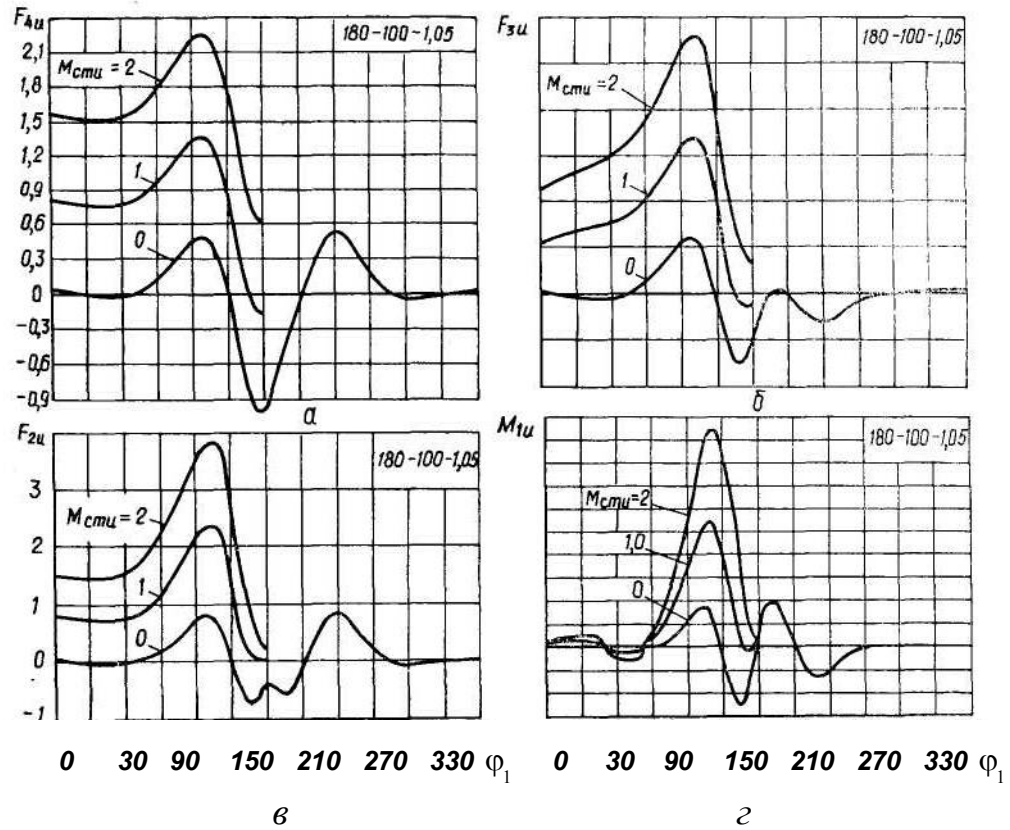


Рис. 63. Приклади діаграм інваріантів сил: а – $F_{4и}$; б – $F_{3и}$; в – $F_{2и}$; г – моменту $M_{1и}$

Цикловий ККД механізму за період руху вихідної ланки знаходимо як середнє арифметичне значення миттєвих ККД за цей же проміжок часу, тобто

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_i}{n}, \quad (3.12)$$

де $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – положення механізму.

На підставі отриманих залежностей (3.1) – (3.12) за допомогою ЕОМ були проведені дослідження інваріантів сил, моментів сил і ККД механізму при різних значеннях геометричних параметрів Ω , α , a і $\beta_m = 20^\circ$, $K = 1$; навантаження на вихідній ланці приймалося: статичне ($M_{\text{ди}} \rightarrow 0$) і динамічне ($M_{\text{ст.и}} \rightarrow 0$), а також комбіноване ($M_{\text{ст.и}} = 1, 2$; $M_{\text{ди}} = -\varphi'_5$), коефіцієнти тертя в кінематичних парах $f = 0,1$, крім шарніра O , для якого $f = 0,05$; радіуси цапф шарнірів приймалися в межах 20 – 35 мм при $l=200$ мм, що відповідало розмірам механізмів експериментальної установки (див. п. 3.2). Для порівняльної оцінки МЧВ такі допущення (маються на увазі значення коефіцієнтів тертя й радіусів цапф підшипників) не мають істотного значення, вони впливають на абсолютну величину циклового ККД механізму, моменту M_1 .

На рис. 63 наведені діаграми інваріантів сил $F_{4и}$, $F_{3и}$, $F_{2и}$ і моменту $M_{1и}$ залежно від

узагальненої координати φ_1 при трьох значеннях $M_{ст.и}$ (для значень $\varphi_1 > 180^\circ$ умовно прийняте $M_{ст.и} = 0$). Із цих діаграм, а також залежностей (3.6) і (3.10) видно, що інваріанти $F_{ин}$ і $M_{ин} = M_1 / J_{зв} \omega_1^2$ залежать, насамперед, від величини й характеру навантаження вихідної ланки, розмірів ланок механізму, що визначають кути передачі руху μ_1 і μ_2 . У період зупинки вихідної ланки й динамічного навантаження ($M_{ст.и} \rightarrow 0$) досліджувані параметри змінюються незначно і залежать від точності зупинки, причому інваріанти $M_{ин}$ в період зупинки незначні при будь-якому навантаженні, тому що в цей період напрямок сили F_2 (див. рис. 62) практично збігається з віссю симетрії кривошипа OA . У цей проміжок часу (2α) робота рушійних сил в основному витрачається на подолання сил тертя в кінематичних парах.

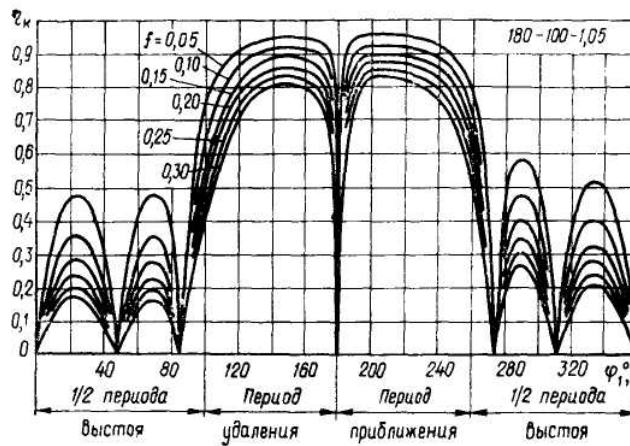


Рис. 64. Діаграми зміни миттєвих ККД МЧВ1 залежно від величини коефіцієнта тертя в кінематичних парах

Характер зміни миттєвого ККД від положення кривошипа OA і коефіцієнта тертя в кінематичних парах показаний на рис. 64. Збільшення коефіцієнта тертя f призводить до зменшення миттєвого ККД механізму у всіх фазах руху. У період зупинки $\eta_i \neq 0$. Це пояснюється тим, що досліджувані механізми не забезпечують точної зупинки вихідної ланки, і чим більше відхилення траєкторії точки D на ділянці наближення, тим більше η_i .

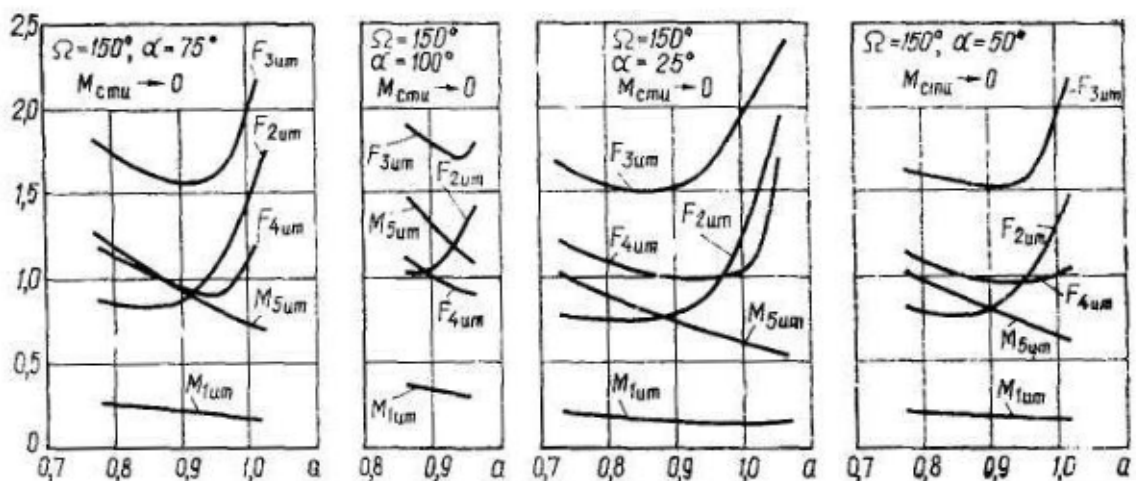
На рис. 65 представлені приклади діаграм максимальних значень відносних реакцій у кінематичних парах $F_{2им}$, $F_{3им}$, $F_{4им}$ і моменту $M_{1им}$ залежно від міжосьової відстані при динамічному навантаженні ($M_{ст.и} \rightarrow 0$) і різних кутах Ω злому шатуна ABD та від тривалості зупинки вихідної ланки (α). Величина й характер змін максимальних значень інваріантів моменту $M_{5им}$ визначаються аналогом кутового прискорення $\varphi_{5м}''$. Зусилля $F_{им}$, як правило, у межах робочої області існування механізмів має мінімум, особливо це

помітно, коли діапазон можливих значень a значний ($\alpha \leq 75^\circ$). Завдяки цьому можна вибирати розміри ланок механізму, що забезпечують найменші реакції у кінематичних парах. Однак екстремальні точки залежностей $F_{i\text{им}}(a)$ не збігаються. Очевидно, за основу варто брати ті значення a , при яких зусилля $F_{3\text{им}}$ досягає мінімуму, тому що, по-перше, $F_{3\text{им}}$ за величиною перевершує $F_{4\text{им}}$ й $F_{2\text{им}}$; по-друге, мінімум $F_{4\text{им}}$ перебуває приблизно при тих же значеннях a .

Зі збільшенням тривалості зупинки вихідної ланки відбувається загальне збільшення всіх розглянутих сил при збереженні тієї ж закономірності.

Вплив кута злому шатуна ABD на характер силового навантаження ланок МЧВ1 видно зі об'єднаних діаграм, наведених на рис. 66. Наближення Ω до своїх граничних значень (100° або 320°) (у межах робочих областей існування МЧВ) призводить до загального збільшення піків інваріантів сил і моменту $M_{1\text{им}}$, зниженню циклових ККД механізму. Аналізуючи наведені діаграми, можна зробити висновок, що для зменшення силового навантаження ланок варто використати механізми з $\Omega = 150 \dots 240$. При цих значеннях Ω цикловий ККД механізму найбільший.

На рис. 67 наведені приклади діаграм максимальних значень силових параметрів при сталому статичному навантаженні вихідної ланки ($M_{\text{дн}} \rightarrow 0$). Тут відносні зусилля $F_{2\text{им}}$, й $F_{4\text{им}}$ також мають, як правило, мінімум, однак він настає при трохи менших значеннях a , чим при $M_{\text{ст.и}} \rightarrow 0$ (див. рис. 65, 66). Збільшення тривалості зупинки (кута α) в основному призводить до деякого зменшення максимальних зусиль. Вплив кута Ω тут майже такий же, як і при динамічному навантаженні (див. рис. 66).



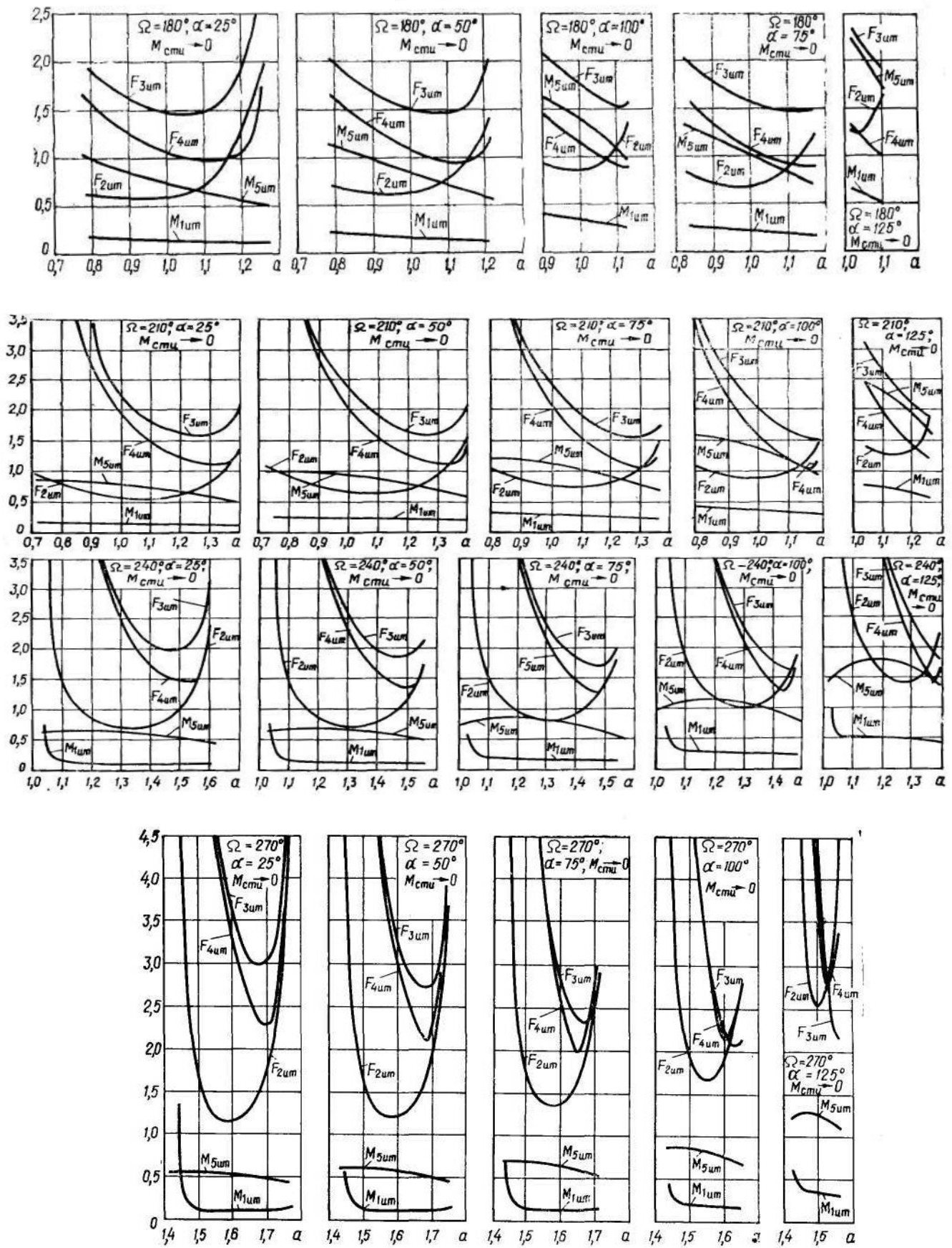


Рис. 65. Діаграми максимальних значень інваріантів сил і моментів сил МЧВ1 при динамічному навантаженні ($M_{c\mu} \rightarrow 0$)

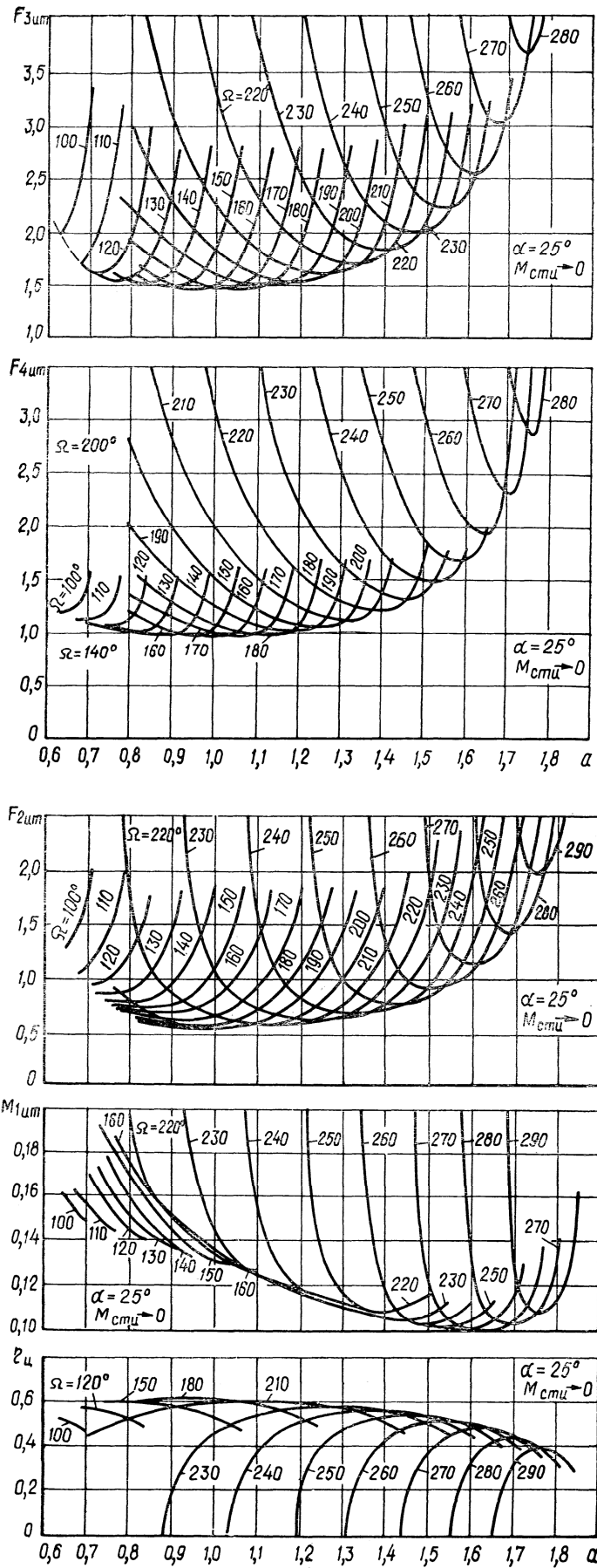


Рис. Вплив кута злому шатуна ABD на інваріанти сил, моменту сил M_{1um} і цикловий ККД МЧВ1

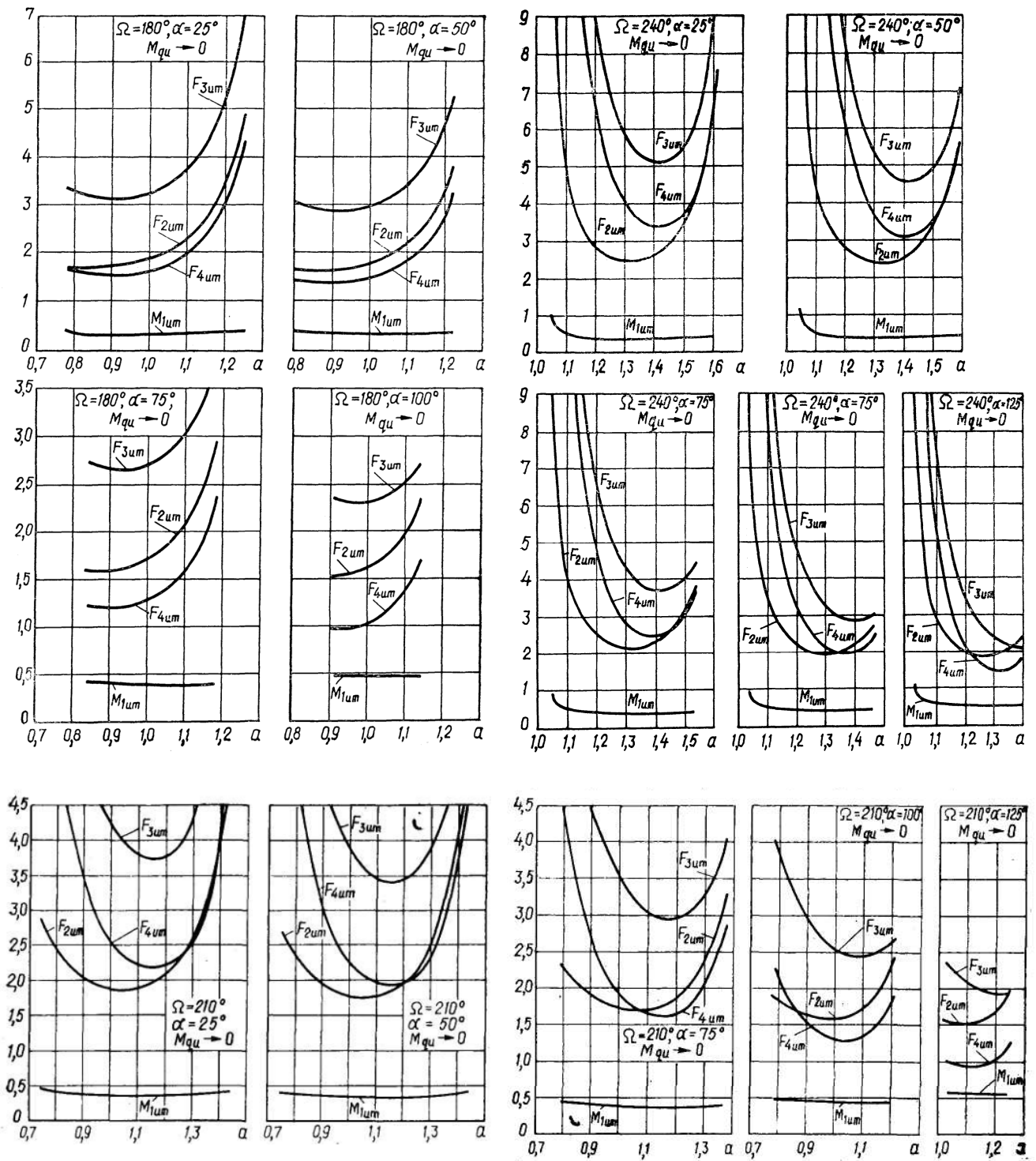


Рис. 67. Діаграми інваріантів сил і моментів сил при статичному навантаженні вихідної ланки ($M_{qu} \rightarrow 0$)

3.2. Експериментальні дослідження МЧВ

При теоретичних рішеннях завдань аналізу та синтезу механізмів для спрощення розрахункових залежностей доводиться приймати ряд допущень (ланки вважають абсолютно твердими тілами, у кінематичних парах відсутні зазори, швидкість обертання вхідної ланки сталою тощо). Силовий розрахунок виконують здебільшого без врахування

сил тертя. Розрахунки таких ідеальних схем механізмів не завжди дають результати близькі до дійсних і конструкторові доводиться вносити відповідні виправлення результатів, одержаних експериментально. Однак велика розмаїтість кінематичних схем МЧВ, їхніх умов експлуатації, точність виготовлення, характеру навантаження ланок практично не дозволяють нагромадити в достатньому обсязі таку інформацію й дати вичерпні рекомендації з дійсної динаміки досліджуваних механізмів. Наведемо деякі результати експериментальних досліджень, які можуть бути використані при проектуванні розглянутих механізмів.

У роботі Л.С. Гродзенської [18] наведені результати експериментальних досліджень гільзонабивного автомата ЕК. У процесі досліджень вимірювалися проекції на вісь, перпендикулярну до міжосьової лінії CO (див. рис. 19), переміщення та лінійні швидкості точки E , кутові прискорення вихідної ланки. Запис результатів досліджень здійснювався при швидкості обертання кривошипа $n_1 = 353 \text{ хв}^{-1}$ й 536 хв^{-1} . При цьому встановлено, що дійсні прискорення вихідної ланки в 1,88 рази перевищують теоретично отримані. Вплив швидкості обертання кривошипа на величину досліджуваних параметрів не було встановлено.

Дослідження Л. В. Мегедь [40] присвячені в основному питанню фіксації вихідної ланки МЧВ у період зупинки. Показано практичну можливість такої фіксації завдяки пружності ланок і наявності зазорів у кінематичних парах.

Розглянемо деякі результати експериментальних досліджень МЧВ, виконані автором в лабораторії поліграфічних машин Українського поліграфічного інституту ім. Ів. Федорова на універсальному випробувальному стенді (УВС), що був виготовлений під керівництвом проф. К. В. Тира [24].

У процесі експерименту одночасно реєструвалися (рис. 71) переміщення, швидкість, прискорення вихідної ланки й обертовий момент на головному валу. Досліджувалося сім моделей МЧВ, геометричні параметри яких зазначені нижче (рис. 72). Всі механізми досліджувалися при коефіцієнті $K=1$, кут розмаху вихідної ланки $\beta_m \approx 20^\circ$ (крім механізму 240–100–1,40–1,485, де $\beta_m \approx 10^\circ$). Швидкість обертання кривошипа змінювалася в межах $n_1 = 100\text{--}200 \text{ хв}^{-1}$ із кроком $\Delta n_1 = 20 \text{ хв}^{-1}$ (в останньому механізмі $n_1 = 100\text{--}360 \text{ хв}^{-1}$). При більших швидкостях обертання механізми звичайно входили у резонанс і реєстрація досліджуваних параметрів не проводилась. Дослідження проводилися при динамічному навантаженні, для цього використався інерційний навантажувач, момент інерції якого $J_n = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Механізм 240–100–1,4 випробовувався при трьох значеннях J_n , а саме: $A - 0,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $B - 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $B - 0,75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Для запису

й обробки результатів досліджень використалися типова методика й відома стандартна апаратури [63].

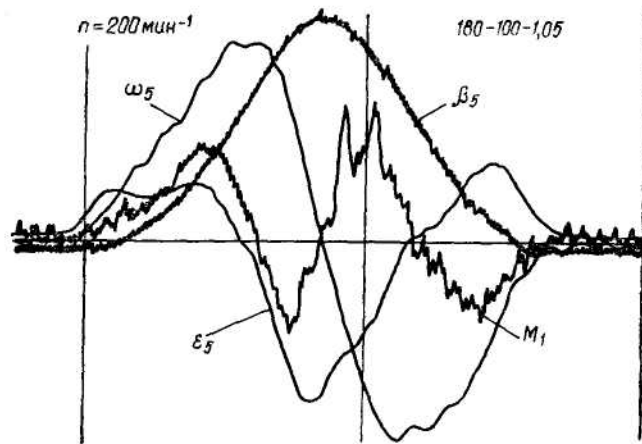


Рис. 71. Приклад оцилограми експериментальних досліджень МЧВ1

Для порівняння результатів експериментальних і теоретичних досліджень були використані наступні відносні параметри: $K_\omega = \omega_{5em} / \omega_{5m}$ – коефіцієнт динамічності кутової швидкості вихідної ланки; $K_\varepsilon = \varepsilon_{5em} / \varepsilon_{5m}$ – коефіцієнт динамічності кутового прискорення; $K_{M_1} = M_{1em} / M_{1m}$ – коефіцієнт динамічності обертового моменту на вхідному валу, де ω_{5em} , ε_{5em} , M_{1em} – максимальні значення відповідних параметрів, отримані експериментальним шляхом, а ω_{5m} , ε_{5m} , M_{1m} – теоретичними розрахунками. На рис. 72 наведені діаграми зазначених коефіцієнтів залежно від частоти (швидкості) обертання головного вала n_1 (вала кривошипа) для всіх досліджуваних МЧВ.

Аналіз отриманих оцилограм і діаграм коефіцієнтів K_ω , K_ε , K_{M_1} показує, що збільшення кутової швидкості обертання кривошипа n_1 звичайно погіршує динаміку досліджуваних механізмів. Для досліджуваних моделей механізмів у більшості випадків спостерігається монотонне зростання коефіцієнтів K_ω , K_ε , K_{M_1} при збільшенні n_1 . Підвищення цих коефіцієнтів при невеликих швидкостях, особливо коефіцієнта K_{M_1} , пояснюється тим, що сили тертя в підшипниках стають порівнянними з динамічними навантаженнями й основна частина енергії губиться на подолання сил тертя. В ідеальному випадку, при відсутності сил тертя в шарнірах і тільки динамічному навантаженні вихідної ланки, обертовий момент на валу кривошипа визначається інваріантом кінетичної потужності, тобто $M_1 = J_5 \omega_1^2 N_{к5}$.

Вплив *навантаження* вихідної ланки на величину досліджуваних коефіцієнтів показано на рис. 72, е, ж. Збільшення моменту інерції навантажувача призводить до збільшення коефіцієнтів K_{ω} , K_{ε} , K_{M_1} . При невеликій швидкості обертання, коли сили інерції порівняно невеликі, фактичний обертовий момент M_1 у значній мірі залежить від сил тертя в кінематичних парах.

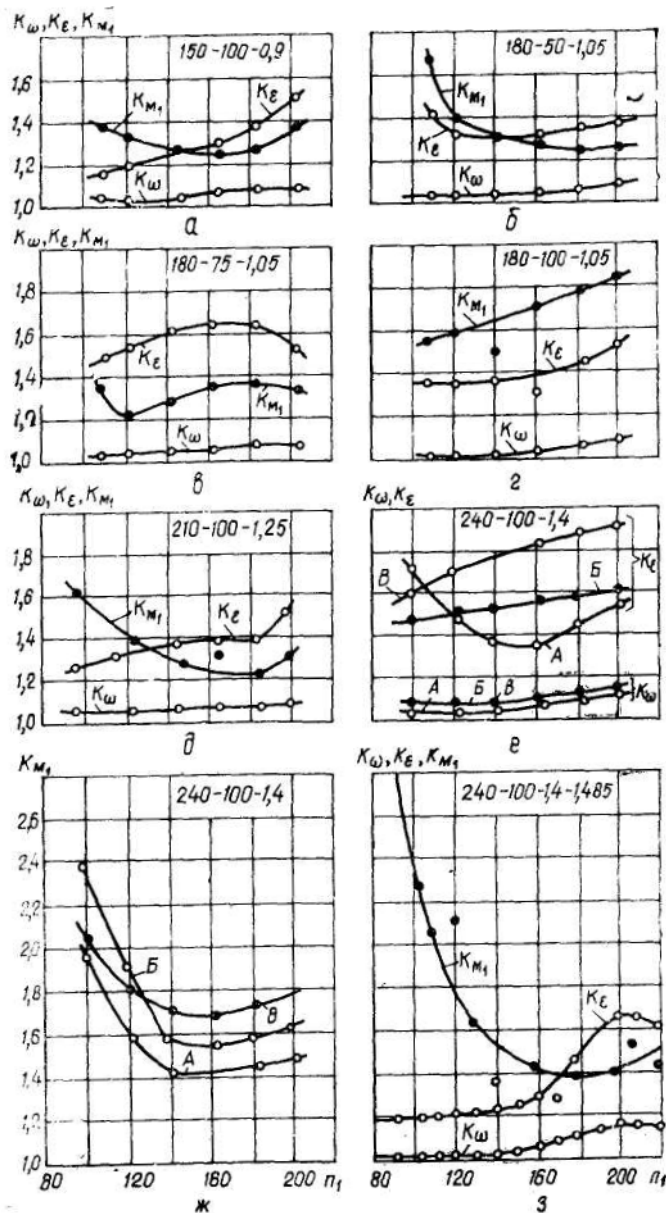


Рис. 72. Діаграми коефіцієнтів підвищення (динамічності) швидкості K_{ω} , прискорення вихідної ланки K_{ε} , обертового моменту на валу кривошипа K_{M_1} залежно від частоти обертання кривошипа n_1 , силового навантаження при куті розмаху вихідної ланки $\beta_m = 20^\circ$ (крім механізму 240-100-1,4-1,485, де $\beta_m = 10^\circ$)

При вибраних умовах дослідження коефіцієнт динамічності K_{ε} виявився найбільшим при

На рис. 72, з наведені діаграми коефіцієнтів K_{ω} , K_{ε} , K_{M_1} для механізму, у якого кут розмаху β_m був удвічі менший, ніж в інших механізмах. Характер зміни досліджуваних параметрів не змінився, але зменшення кута розмаху дозволило збільшити робочу швидкість механізму до $n_1 = 360 \text{ хв}^{-1}$; значення коефіцієнтів K_{ε} і K_{M_1} , у діапазоні швидкостей $100-200 \text{ хв}^{-1}$ значно менші, ніж в інших випадках.

Вплив *тривалості зупинки* вихідної ланки на динаміку МЧВ можна простежити, якщо зрівняти діаграми, показані на рис. 72, б, в, г, отримані для механізмів із тривалістю зупинки $2\alpha = 100^\circ, 150^\circ, 200^\circ$ (α —друга цифра умовного позначення). Значення коефіцієнтів K_{ω} , K_{ε} , K_{M_1} , як правило, виявилися найменшими при $\alpha = 50^\circ$, тобто при найменшій тривалості зупинки, і робота такого механізму в діапазоні швидкостей $n_1 \leq 220 \text{ хв}^{-1}$ порівняно спокійна.

$\alpha = 75^\circ$, а K_{M_1} – при $\alpha = 100^\circ$. Зменшення коефіцієнта K_E при $\alpha = 100^\circ$ можна пояснити тим, що такі механізми ($\alpha \geq 100^\circ$) забезпечують вистій порівняно невисокої точності й практично частина розбігу вихідної ланки відбувається вже в період наближеної зупинки.

Кут Ω злому шатуна порівняно незначно впливає на коефіцієнти динамічності (рис. 72, а, з, д, е).

Таким чином, у результаті експериментальних досліджень МЧВ встановлено, що збільшення швидкості обертання кривошипа, інерційного навантаження на вихідну ланку та його кута розмаху, а також тривалість зупинки (до $\alpha \approx 75^\circ$), як правило, супроводжуються збільшенням коефіцієнтів динамічності швидкості, прискорення вихідної ланки й обертового моменту головного вала, тобто погіршенням роботи механізму.

Порівняння коефіцієнтів динамічності K_E МЧВ із відповідними коефіцієнтами кулачкових механізмів (без застосування механізмів, що зрівноважують) [52] підтверджує можливість застосування шарнірних механізмів типу МЧВ у реальних машинах і приладах.

Зрозуміло, що наведені експериментальні дані не повною мірою розкривають динаміку розглянутих механізмів. Потрібні більше поглиблені дослідження роботи цих механізмів з урахуванням реальних навантажень й умов експлуатації. Необхідно встановити вплив пружності ланок, зазорів у кінематичних парах, точності виготовлення на точність зупинки вихідної ланки, його динаміку в цей період, дати більше повні рекомендації з динамічного синтезу механізмів. Доцільно досліджувати роботу МЧВ із застосуванням пристроїв, що їх зрівноважують.