

Марюсик Олексій Сергійович

Магістерська робота

**Дослідження та удосконалення конструкції віброживильника
для випуску руди з блоку**

Керівник роботи

к.т.н. Громадський Вік.А.

ВСТУП

Необхідність підвищення ефективності суспільного виробництва потребує створення та впровадження в усіх галузях народного господарства принципово нової техніки і прогресивної технології, які дають можливість поліпшити умови праці, підвищити її продуктивність, різко скоротити використання ручної праці за рахунок використання комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів [1-3].

Не є винятком і гірничорудна галузь, яка є однією з головних складових гірничо-металургійного комплексу країни, що забезпечує розвиток усієї економіки держави. А майбутнє вітчизняної гірничорудної промисловості напряму залежить від повноти впровадження нових досягнень науки і техніки, використання передових технологій видобутку корисних копалин та розробки високоефективної гірничої техніки.

Для інтенсифікації усіх без винятку процесів гірничого виробництва потрібно створювати та широко застосовувати потокові технології з використанням комплексів машин і обладнання, здатних забезпечити безупинний високопродуктивний видобуток та переробку мінеральної сировини [4-9].

Важливу роль у цьому процесі відіграють сучасні вібраційні технології і техніка, здатні революційним чином удосконалити численні виробничі процеси, досягти високих показників продуктивності та безпеки праці у гірничій промисловості [10]. Наприклад, використання ефектів вібраційного випуску і транспортування насипних матеріалів дає можливість різко підняти технічний рівень засобів гірничого транспорту [3-7].

Дана робота присвячена дослідженню та удосконаленню конструкції віброживильника важкого типу, призначеного для випуску, доставки і навантаження гірничої маси під час очисного виймання твердих корисних копалин, у першу чергу міцних руд. Це основний механізм, з якого починається транспортний ланцюг рудної шахти і від якого залежать техніко-економічні показники роботи підприємства. Віброживильники змушені працювати у надзвичайно важких умовах експлу-

атації і головною вимогою до їх конструктивного виконання є забезпечення високого рівня надійності та довговічності.

Існуючі конструкції сучасного вібраційного обладнання для механізації процесу випуску, доставки і навантаження гірничої маси відрізняються досконалістю та ефективністю, але все одно потребують подальших досліджень з метою підвищення основних показників призначення та надійності. У першу чергу це стосується проблеми максимального зниження числа зависань руди у випускних ви-робках під час очисного виймання [11,12].

З огляду на все вищесказане, тема представленої магістерської роботи безумовно є важливою та актуальною.

Мета роботи – удосконалення конструкції важкого віброживильника для випуску руди з очисного блоку шляхом забезпечення підвищеного динамічного впливу на обвалену руду над задньою частиною робочого органу машини і зниження тим самим числа зависань руди у випускному отворі.

Об'єкт дослідження – технологічний процес випуску гірничої маси з блоків під час очисного виймання руди у підземних умовах.

Предмет дослідження – вібраційний живильник важкого типу.

Наукове положення – розроблені під час виконання роботи рекомендації дозволили запропонувати удосконалене технічне рішення важкого віброживильника, який забезпечує суттєве (принаймні, у 1,5-2 рази) скорочення числа зависань руди у дучці за рахунок створення додаткового робочого органу у його задній частині з підвищеним кутом нахилу до горизонту.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Особливості технологічного процесу випуску і доставки руди в очисних блоках підземних рудників

Підземний спосіб розробки родовищ міцних руд займає помітне місце у вітчизняній гірничій промисловості. Він відрізняється підвищеною трудомісткістю гірничих робіт, що пов'язано зі специфічною технологією розкриття родовища, підготовки його до очисного виймання і власне очисного виймання. Для забезпечення доступу до рудного тіла (його розкриття) під землею потрібно проходити цілу низку підземних виробок: вертикальних і горизонтальних, основних, допоміжних і підготовчих, очисних і відкотних, робочих і господарчих. Потім це рудне тіло слід підготувати до видобутку корисної копалини, а саме: розділити його знову ж таки вертикальними і горизонтальними виробками на зручні за розмірами об'єми (блоки, панелі) та перетворити скельні масиви руди в них на суміш шматків потрібного гранулометричного складу, придатного для транспортування у межах шахти та на її поверхню. Остання операція з огляду на високу міцність металевих руд та оточуючих їх порід здійснюється у більшості випадків за допомогою буропідривного способу, коли спочатку рудний масив пронизується сіткою довгих порожнин круглого перетину (шпурів та свердловин), а потім, після заповнення цих порожнин вибухівкою, підривається [1-3].

Для механізації технологічних операцій цих перших двох етапів видобутку руди у підземних умовах (розкриття родовища та підготовки його до очисного виймання) використовується різноманітне гірниче обладнання: прохідницькі комбайни бурового типу, шахтні установки для буріння прохідницьких шпурів, підземні бурові верстати для буріння видобувних свердловин, машини і пристрої для зарядки шпурів і свердловин вибухівкою, численне устаткування допоміжного призначення.

Але нас, з огляду на тему нашого дослідження, більше цікавить третій етап видобутку – очисне виймання руди. Головними технологічними операціями під

час його виконання стають транспортні. Підготовлену підірвану руду потрібно спочатку випустити з очисного блоку (панелі), а потім за допомогою різних засобів транспорту доставити до шахтного ствола і підняти на поверхню.

Процес підземного видобутку міцних руд відрізняється надзвичайною різноманітністю гірничо-геологічних умов (характером залягання родовища під землею, його потужністю, фізико-механічними властивостями корисної копалини та порожніх порід тощо), тому здійснюється з використанням великої кількості технологічних схем, які називаються системами розробки. Масовий видобуток таких, наприклад, відносно недорогих руд, якими є залізні, у більшості випадків реалізується системами розробки з обваленням руд і порожніх порід та із закладенням відпрацьованого простору. Менша частина видобутку припадає на системи розробки з відкритим очисним простором [6].

Кожна система розробки диктує свій порядок виконання етапів розкриття родовища та підготовки його до видобутку корисної копалини, а також свої технологічні схеми транспортування руди під час її очисного виймання. На рис. 1.1 показані основні схеми транспорту руди, які використовуються у межах очисних блоків вітчизняних підземних рудників [6].

На схемі I показана найпростіша, найменш механізована та найбільш відстала технологія транспортування руди. Випуск гірничої маси з дучок здійснюється під дією власної ваги матеріалу (гравітаційний випуск), а її доставка до рудозвальної виробки – за допомогою скреперної лебідки 1. Некерованість процесу випуску обертається численними зависаннями руди у випускних виробках і необхідністю здійснення дуже небезпечних і тривалих операцій з їх ліквідації ручним, механічним або підливним способами. Скреперна ж доставка, незважаючи на її конструктивну простоту, залишається малопродуктивним циклічним та енергоємним видом транспорту, який вже давно потребує заміни на більш сучасний та ефективний. Але через невисокий загальний рівень механізації вітчизняних рудних шахт ця схема досі займає помітне місце у системах розробки з поверховим обваленням руди, а ще значніше – з підповерховим.

У схемі II скреперна доставка замінена самохідними навантажувально-тран-

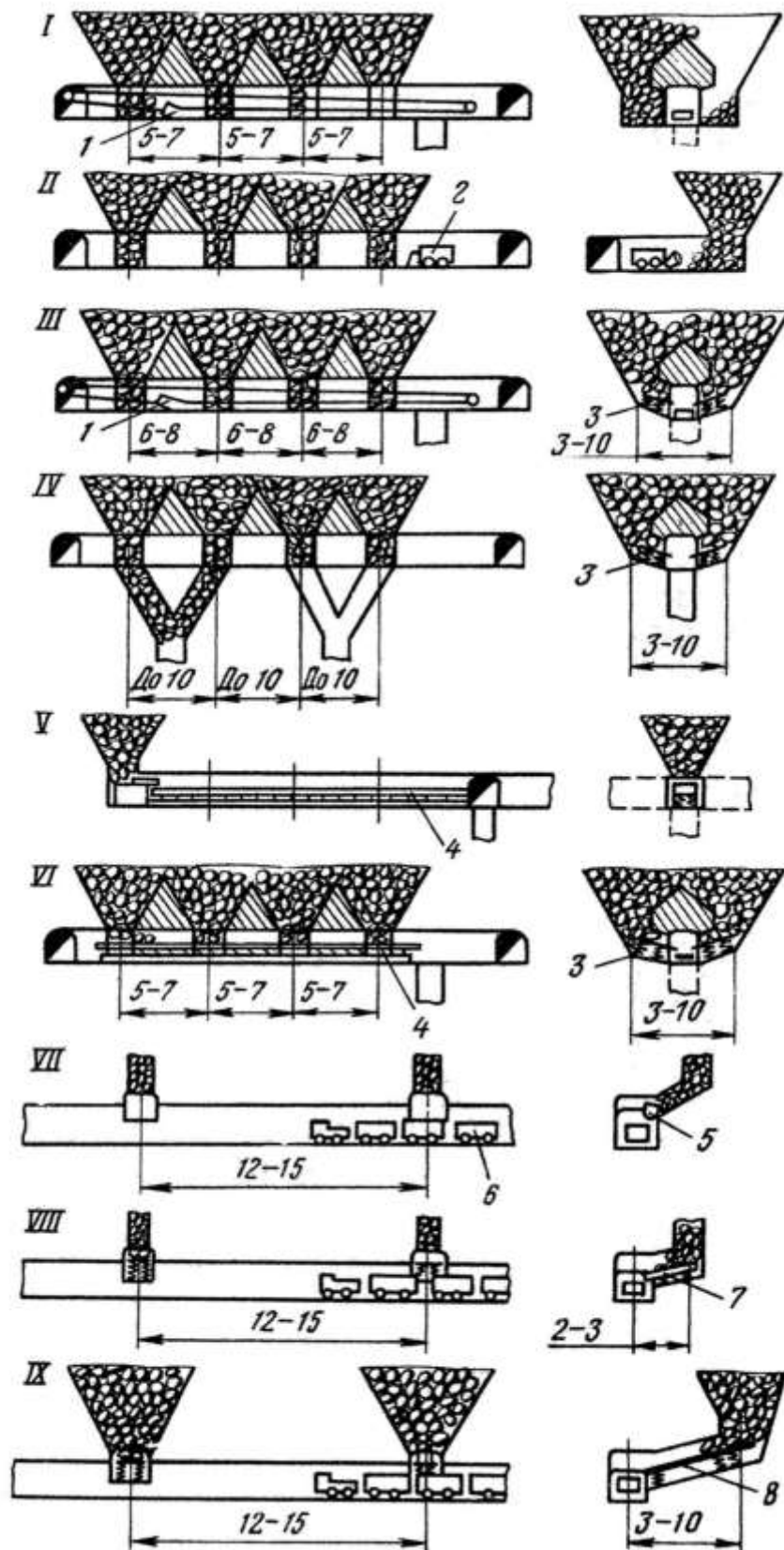


Рисунок 1.1 – Технологічні схеми підземного транспорту руди в очисному блоці:

- 1 – скреперна лебідка; 2 – навантажувально-транспортна машина; 3 – легкий віброживильник; 4 – віброконвеєр; 5 – люк; 6 – вагонетка; 7 – вібролюк; 8 – важкий віброживильник

спортними машинами 2, які забезпечують високу маневреність та мобільність процесу перевезення руди. Але, по-перше, тут ми знову маємо справу з циклічним видом транспорту; по-друге, цей транспорт потребує значних капітальних та експлуатаційних витрат; по-третє, залишаються проблеми з гравітаційним випуском руди. З огляду на це, схема має досить незначне поширення на вітчизняних залізничних копальнях.

Схема *III* відрізняється використанням вібраційного способу випуску гірничої маси, що нарешті прийшов на заміну гравітаційному. Вібровипуск сипких матеріалів з будь-яких ємностей – один з найголовніших та найширше використовуваних ефектів порівняно молодій галузі науки – вібротехніки. Вплив вібрацій на поведінку різного роду дисперсних середовищ дозволяє забезпечувати різку інтенсифікацію численних технологічних процесів у різних галузях промисловості. У даному випадку дисперсне середовище, одним з видів якого є підірвана гірнична маса в очисному блоці, набуває під дією вібрації підвищеної плинності (так називаний ефект «псевдозрідженості») за рахунок зниження коефіцієнтів тертя між її частинками і легше витікає з випускного отвору. Кількість зависань руди при цьому зменшується у 4-5 разів. Для здійснення процесу вібраційного випуску руди використовуються різного роду вібромашини (віброживильники легкого 3 та важкого 8 типів, вібролюки 7), які встановлюються у дучках чи під рудозвальними акумуляційними висхідними виробками під стовпом гірничої маси. Але, незважаючи на суттєве підвищення продуктивності процесу випуску руди за рахунок зниження непродуктивних витрат часу на ліквідацію зависань, загальну експлуатаційну продуктивність очисного блоку вдається при цьому підвищити лише на 25-35% через згадані вище недоліки скреперної доставки.

У схемі *IV* вона відсутня і віброживильники здійснюють випуск руди безпосередньо у рудозвальні виробки. Продуктивність процесу підвищується у порівнянні з попередньою схемою, але при цьому суттєво зростає обсяг необхідних дуже вартісних гірничопрхідницьких робіт, адже практично для кожного віброживильника має бути пройдений власний гезенк, що робить цю схему економічно не вигідною.

Схеми V і VI демонструють можливість реалізації потокової технології транспорту руди за допомогою вібраційних живильників та конвеєрів різних типів. Перша схема розроблена для торцевого випуску руди, а друга – для площинного. Можливо застосування конвеєрів вібраційного типу (4), а також спеціальних конструкцій стрічкових, пристосованих для переміщення крупношматкових (більше 300-400 мм) абразивних вантажів. Доставковий конвеєр має транспортувати гірничу масу у межах очисного блоку (на відстань 50-100 м). В останньому випадку (стрічкові конструкції) для полегшення процесу завантаження конвеєра можуть використовуватися перевантажувальні пристрої вібраційного типу.

Нарешті, на схемах VII-IX приведені варіанти гравітаційного або вібраційного випуску руди за допомогою звичайних люкових пристроїв 5, вібролюків 7 або важких віброживильників 8 та завантаження її у вагонетки 6 електровозної відкатки.

Аналіз приведених транспортних схем показує, що досягти потокової технології транспорту руди вдається за допомогою засобів вібраційного випуску руди та її конвеєрної доставки лише у межах очисного блоку (так називана дільнична підсистема загальної шахтної транспортної системи). Далі (на частині транспортного шляху від очисного блоку до ствола шахти – магістральна транспортна підсистема) ми стикаємося з практично повним домінуванням на вітчизняних рудниках єдиного типу відкотного транспорту – електровозного. Його недоліки, насамперед циклічність роботи, стримують подальший розвиток внутрішньошахтного транспорту (ВШТ), особливо його продуктивності та техніко-економічної ефективності. Тому найбільш прогресивними слід вважати ті транспортні схеми, які, можуть, принаймні, забезпечити потокову технологію виробництва у межах дільничної транспортної підсистеми (в очисному блоці). А для удосконалення усієї системи ВШТ потрібно узгоджувати її складові частини за сукупністю параметрів і показників та, з огляду на неможливість у найближчі часи відмовитися від електровозної відкатки (для цього потрібні величезні капітальні витрати у масштабах цілої галузі), намагатися збільшувати її продуктивність (наприклад, шляхом забезпечення безупинності процесів завантаження та розвантаження потягів).

1.2 Принципові конструктивні схеми вібраційних живильників важкого типу

Проведений у попередньому пункті роботи аналіз можливих схем транспорту руди під час підземного очисного виймання дозволяє зробити ще один важливий висновок: у найбільш прогресивних схемах з потоковою технологією випуску і доставки гірничої маси у межах очисного блоку основною ланкою у транспортній підсистемі є вібраційний живильник, який задає рівень продуктивності усього ланцюга машин, задіяних у цьому процесі. Живильник повинен забезпечити високу ефективність процесу випуску руди з блоку і завантаження її на робочий орган доставкового конвеєра у змінних гірничо-геологічних умовах експлуатації (крупності та абразивності матеріалу, його вологості, наявності глинистих домішок тощо). Незважаючи на різке зменшення числа зависань руди під час вібраційного випуску вони все одно будуть мати місце, тому конструкція віброживильника має бути достатньо міцною для витримки вибухового руйнування зависань над його робочим органом, а негабаритних шматків породи – безпосередньо на ньому. Важливою вимогою до конструкції такої важкої, металоємної та вартісної машини є можливість її багаторазового використання. Після відпрацювання запасів руди у даному випускному отворі така установка повинна бути придатною для демонтажу та установки на новому місці роботи. Крім того, від віброживильника у багатьох випадках очікується здатність виконувати функцію затвору. Тобто він має виключити можливість мимовільних вивалів шматків гірничої маси на доставкову виробку у вимкненому стані.

Усі перераховані вище вимоги відносяться здебільшого до віброживильників активного типу (їх ще називають важкими віброживильниками – див. поз. 8 на рис. 1.1). Це машини, в яких вібрація використовується для послаблення внутрішніх зв'язків в обваленому масиві і для активного впливу на випущену руду у напрямку її транспортування. Вони забезпечують постійне тягове зусилля, яке формує процес вібраційного транспортування гірничої маси уздовж робочого органу машини навіть при невеликих кутах його установки відносно горизонту (зазвичай це 0-10°) [13].

На рис. 1.2 показана принципова схема віброживильника активного типу.

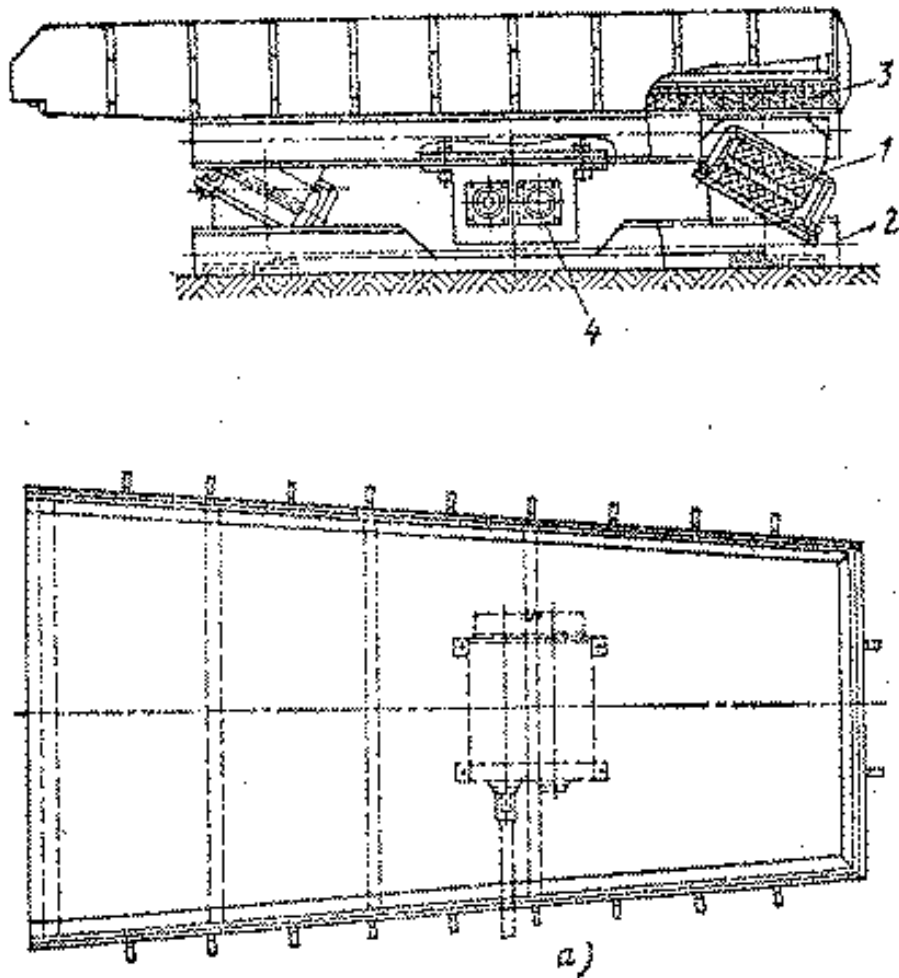


Рисунок 1.2 – Принципова схема віброживильника активного типу:
1 – опори; 2 – рама; 3 – амортизаційна прокладка;
4 – двоваловий самобалансний вібропривод

Його конструкція складається з робочого органу, інерційного віброзбудника з прямолінійним напрямком дії змушеного зусилля та пружної системи з гумовими амортизаційними елементами. Вібратор 4 отримує крутний момент від електродвигуна через карданний вал. Наявність двох паралельних обертових у протилежних напрямках валів вібратора з неурівноваженими масами (дебалансами) на них забезпечує коливання робочого органу установки у напрямку, перпендикулярному лінії, що поєднує осі обертання цих валів. Опори 1 установки монтуються на рамі 2, яка нерухомо кріпиться до підшви випускної виробки або до спеціаль-

ного бетонного фундаменту анкерними болтами.

Віброустановки подібного типу можуть упевнено транспортувати як вологу глинисту гірничу масу, так і крупношматикову абразивну руду. Амортизаційна прокладка 3 захищає робочий орган та пружну систему установки від ушкодження з боку обваленої руди.

На рис. 1.3 показана схема віброустановки УВР-3 з прямолінійними бігармонійними коливаннями робочого органу. В якості її приводу використовують два бігармонійних інерційних вібратора 5, розташованих під вантажонесучим органом машини та сполучених між собою карданним валом. Під робочим органом встановлена амортизаційна прокладка 6.

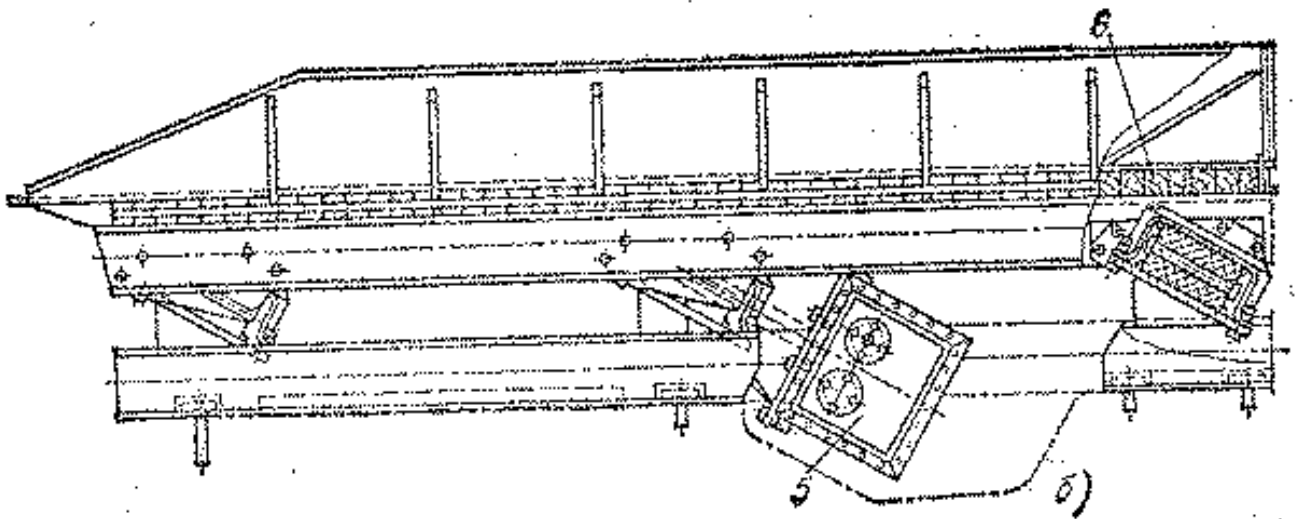


Рисунок 1.3 – Схема віброустановки УВР-3
з прямолінійними бігармонійними коливаннями робочого органу:
5 – бігармонійні інерційні вібратори; 6 – амортизаційна прокладка

На рис. 1.4 зображена віброустановка урівноваженого типу, що складається з чотирьох лінійних та однієї приводної секції (показана на рисунку). Остання має опорну раму 7, на якій за допомогою важелів 8 з шарнірами закріплений вантажонесучий (робочий) орган 9. Середня вісь опорного важеля кріпиться на рамі гумовим пружним елементом 10, який призначений для гасіння динамічних зусиль, що виникають на важелі при зміні навантаження на робочий орган. На другому плечі опорного важеля змонтована урівноважувальна маса 11. Ексцентровий привод установки розміщений під вантажонесучим органом. Він склада-

ється з ексцентрикового валу 12, жорстко встановленого у корінних підшипниках 13 на опорній рамі установки. Чотири шатуни приводу сполучені попарно з робочим органом машини (шатуни 14) та рамою (шатуни 15). Крутний момент на ексцентриковий вал подається від електродвигуна 16 через редуктор 17.

Лінійні секції установки мають аналогічну конструкцію, але без приводу. Кожна секція повністю урівноважена. Між собою вони сполучені за допомогою швидко рознімних клинових затискачів. Потрібна довжина доставки гірничої маси забезпечується набором необхідного числа секцій установки.

1.3 Методика розрахунку вібраційних установок для випуску і доставки руди

Задача розрахунку вібраційної машини полягає у розгляді системи «машини – навантаження – привод». Переміщення робочого органу вібраційної машини визначає режим руху транспортованого нею матеріалу. Спостерігається при цьому і зворотній зв'язок: характер руху вантажу впливає на закономірності коливань вантажонесучого органу вібраційної машини. У загальному випадку робота такої машини залежить від властивостей транспортованого вантажу, величини навантаження та характеристик джерела енергії [13].

На рис. 1.5 представлена розрахункова схема вібраційного живильника під навантаженням. Для початку розглянемо режим холостого ходу живильника. Рух живильника з двигуном обмеженої потужності на холостому ходу може бути описаний наступною нелінійною автономною системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} M\ddot{x}' + c_x\dot{x}' + k_x x' &= -(m + m')r\dot{\varphi}^2 \cos \varphi - (m + m')r\ddot{\varphi}^2 \sin \varphi; \\ M\ddot{y}' + c_y\dot{y}' + k_y y' &= -m'r\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + m'r\ddot{\varphi} \cos \varphi; \\ J\ddot{\varphi}' + q_0\dot{\varphi} &= L(\dot{\varphi}) - (m + m')r\ddot{x}' \sin \varphi + m'r\ddot{y}' \cos \varphi - m'gr \sin \varphi, \end{aligned} \quad (1.1)$$

де M_0 , m і m' – відповідно маси вантажонесучого органу та дебалансів; $M = M_0 + m_1 + m_2$; $m_1 = 0,5m' + m$; $m_2 = 0,5m'$; k_x і k_y – жорсткості пружної системи машини відповідно у напрямках осей x і y ; c_x і c_y – складові коефіцієнту в'язкого тертя у

пружній системі; r – відстань від центру мас дебалансів; $J = J_1 + (m + m')r^2$; J_1 – приведений момент інерції ротора двигуна та обертових деталей вібратора; q_0 – коефіцієнт опору обертанню валу двигуна; $L(\phi)$ – момент, що розвивається двигуном.

Для вібромашини під навантаженням разом із системою рівнянь (1.1) необхідно вирішити систему диференціальних рівнянь, які описують рух транспортного вантажу.

Рівняння відносного руху шару вантажу на ділянці пружної деформації будуть мати наступний вигляд:

$$m\ddot{y} + c_y''\dot{y} + k_y y = -m\ddot{y}' - mg \cos \alpha; \quad (1.2)$$

$$m\ddot{x} + (c_x' + c_x'')\dot{x} + k_x \dot{x} = -m\ddot{x}' + mg \sin \alpha - c_x' \dot{x}'. \quad (1.3)$$

У випадку пружної деформації шару вантажу на вантажонесучий орган машини будуть діяти наступні сили:

$$F_y = k_y y + c_y \dot{y}; \quad (1.4)$$

$$F_x = k_x x + (c_x' + c_x'')\dot{x}. \quad (1.5)$$

У разі наявності проковзування переміщення вантажу описуються рівняннями:

$$m\ddot{x} + c_x' \dot{x} = -m\ddot{x}' + mg \sin \alpha - \text{sign}(\dot{x}) \mu F_y - c_x' \dot{x}'. \quad (1.6)$$

На вантажонесучий орган при цьому буде діяти сила:

$$F_x = \text{sign}(\dot{x}) \mu F_y. \quad (1.7)$$

Рівняння, що описує переміщення вантажу на ділянці вільного руху:

$$m\ddot{y} + c_y''\dot{y} = -m\ddot{y}' - mg \cos \alpha; \quad (1.8)$$

$$m\ddot{x} + (c_x' + c_x'')\dot{x} = -m\ddot{x}' + mg \sin \alpha - c_x' \dot{x}', \quad (1.9)$$

$$F_y = c_y'' \dot{y}; \quad (1.10)$$

$$F_x = (c_x' + c_x'') \dot{x}. \quad (1.11)$$

Рівняння руху навантаженої машини мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} M\ddot{x}' + c_x \dot{x}' + k_x x' &= -(m + m') r \dot{\phi}^2 \cos \phi - (m + m') r \ddot{\phi} \sin \phi + F_x; \\ M\ddot{y}' + c_y \dot{y}' + k_y y' &= -m' r \dot{\phi}^2 \sin \phi + m' r \ddot{\phi} \cos \phi + F_y; \\ J\ddot{\phi}' + q_0 \dot{\phi} &= L(\dot{\phi}) - (m + m') r \ddot{x}' \sin \phi + m' r \ddot{\phi} \cos \phi - m' g r \sin \phi, \end{aligned} \quad (1.12)$$

F_y і F_x – складові тиску транспортованого вантажу на робочий орган.

Нижче приводяться основні робочі характеристики вібромашини, що забезпечують процеси випуску і транспортування гірничої маси:

- загальні витрати енергії, пов'язані з переміщенням вантажу:

$$W = \frac{1}{T} \int_0^T (F_y \dot{y}' + F_x \dot{x}') dt; \quad (1.13)$$

- витрати енергії на процес абразивного тертя вантажу відносно робочого органу віброживильника:

$$W_n = \frac{1}{T} \int_0^T (F_y \dot{y} + F_x \dot{x}) dt; \quad (1.14)$$

- витрати енергії безпосередньо на переміщення вантажу:

$$W_n = W - W_{\text{н}}; \quad (1.15)$$

- потужність, що споживається двигуном:

$$W_{\text{дв}} = \frac{1}{T} \int_0^T L(\dot{\phi}) \dot{\phi} dt; \quad (1.16)$$

- одиничну потужність, що витрачається на рух машини:

$$W_m = \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{m + m'}{M} r \ddot{x}' \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \frac{m'}{M} r \ddot{y}' \dot{\varphi}^2 \cos \varphi \right) dt; \quad (1.17)$$

- зусилля, що передається на фундамент:

$$R_y = k_y y' + c_y \dot{y}'; \quad (1.18)$$

$$R_x = k_x x' + c_x \dot{x}'. \quad (1.19)$$

Висновки:

- проведений у роботі аналіз технологічних схем транспорту гірничої маси при підземній розробці родовищ міцних руд показує, що досягти потокової технології транспорту вдається лише за допомогою засобів вібраційного випуску руди та її конвеєрної доставки і тільки у межах очисного блоку (дільничної підсистеми загальної шахтної транспортної системи). Магістральна ж підсистема (від очисного блоку до ствола шахти) в умовах вітчизняної гірничорудної промисловості – це виключно локомотивна відкатка, яка є циклічним видом транспорту. Тому найбільш прогресивними слід вважати транспортні схеми, які забезпечують потокову технологію виробництва у межах дільничної транспортної підсистеми (в очисному блоці). А для удосконалення усієї системи ВШТ потрібно узгоджувати її складові частини за сукупністю техніко-економічних параметрів і показників;

- основною ланкою у потоковій технології випуску і доставки гірничої маси у межах очисного блоку є вібраційний живильник, який має реалізовувати безупинний процес випуску руди з блоку та передачу її наступним транспортним засобам для подальшої видачі на поверхню шахти. Від нього вимагається забезпечення керованості цього процесу з максимальним зменшенням числа зависань гірничої маси у випускних виробках, висока міцність конструкції, можливість багаторазового використання та здатність виконання функції затвору у неробочому стані;

- задача розрахунку вібраційної машини у загальному випадку полягає у розгляді системи «машина – навантаження – привод». Ефективність експлуатації

віброживильника буде залежати від величини та фізико-механічних властивостей корисного навантаження на її робочий орган, а також від характеристик силового впливу на нього, який забезпечується вібраційним приводом.

2 КРИТИЧНИЙ АНАЛІЗ БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОЖИВИЛЬНИКА

В якості базової конструкції для удосконалення вибраний вібраційний живильник ПШВ-6 розробки інституту ВНДПрудмаш (м. Кривий Ріг) [14].

2.1 Призначення установки

Живильник шахтний вібраційний ПШВ-6 (далі – живильник) призначений для випуску гірничої маси насипною густиною 2,5-3 т/м³ та вологістю до 8% з очисних блоків, доставки і навантаження її в засоби транспортування на підземних рудниках чорної та кольорової металургії, а також гірничої хімії, безпечних по відношенню вибуху газу або пилу [14].

2.2 Технічна характеристика виробу

Конструкція має два можливих варіанти конструктивного виконання (рис. 2.1):

- модель ПШВ-6.00.000 – з клинопасовою передачею 6 між електродвигуном, розташованим під лотком живильника, і вібратором;
- модель ПШВ-6.00.000-01 – електродвигун розташований збоку і передає крутний момент на вібратор через пружну муфту 7.

Основні показники призначення вібраційного живильника ПШВ-6 приведені в табл. 2.1.

2.3 Склад виробу

До складу живильника (див. рис. 2.1) входять наступні основні складові частини:

- 1 – вібратор ПШВ-6.01.000 – 1 шт.;
- 2 – лоток ПШВ-6.02.000 – 1 шт.;

Таблиця 2.1 - Технічна характеристика віброживильника ПШВ-6

Параметр	Одиниця виміру параметру	Значення
Продуктивність технічна при насипній густині матеріалу 2,5-3 т/м ³	т/г	900
Максимальний розмір шматка транспортованої гірничої маси	мм	1000
Довжина транспортування, не більше	м	6,0
Ширина лотка, не більше	мм	1700
Кут нахилу робочого органу до горизонту	град.	5-20
Змушене зусилля віброприводу	кН	150
Частота коливань робочого органу (модель ПШВ-6.00.000-01)	Гц	16-17
Кут вібрації	град.	30
Тип електродвигуна приводу	-	AIRC 180M6PH2Y5
Характеристики електродвигуна:		
потужність	кВт	18,5
частота змінного струму	Гц	50
напруга живлення силових ланцюгів	В	380
напруга живлення ланцюгів керування	В	36
Швидкість обертання вихідного валу електродвигуна	об/хв.	1000
Габаритні розміри:		
довжина	мм	6000 _{-9,8}
ширина	мм	1700 ₋₆
висота	мм	1380 _{max}
Маса	кг	6200±300

- 3 – рама ПШВ-6.03.000 – 1 шт.;
- 4 – опора ПШВ-6.04.000 – 6 шт.;
- 5 – електродвигун – 1 шт.

До різних варіантів конструктивного виконання живильника відносяться:

- 6 – клинопасова передача для основного виконання (див. рис. 2.1а);
- 7 – пружна муфта для виконання 01 (див. рис. 2.1б).

До комплекту поставки живильника також входять:

- пускорегулювальна апаратура (пускач, пост керування, реле контролю тиску);
- форсунки для обладнання системи пилопригнічення;
- запасні частини та інструмент;
- експлуатаційна документація.

2.4 Будова і принцип роботи установки

Загальний вигляд віброживильника ПШВ-6 показаний на рис. 2.1. Машина представляє собою одномасну динамічну конструкцію, що складається з вантажо-несучого робочого органу (лоток 1 з прикріпленим до нього вібратором 2) та рами 3. Робочий орган спирається на раму за допомогою трьох пар пружних опор 4. Принцип роботи установки – силовий вплив на гірничу масу, що розташована на робочому органі, за рахунок вібраційних коливань останнього під час роботи віброприводу.

Лоток і рама виготовляються зварними зі швелерів та листової сталі.

Привод живильника – двохвальний інерційний вібратор з електродвигуном 5. Передача «двигун – вібратор» забезпечується клиновими пасами 6 або пружною муфтою 7 з еластичними робочими елементами. Ці елементи (пелюстки 1) , виготовлені з конвеєрної стрічки і затиснені болтами 5 між півмуфтами 2 і 3 та дисками 4 (рис. 2.2). Така муфта запобігає передачі вібрацій на електродвигун і допускає неспіввісність сполучених валів до 20 мм. Електродвигун машини виконаний у конструктивному варіанті підвищеного ковзання.

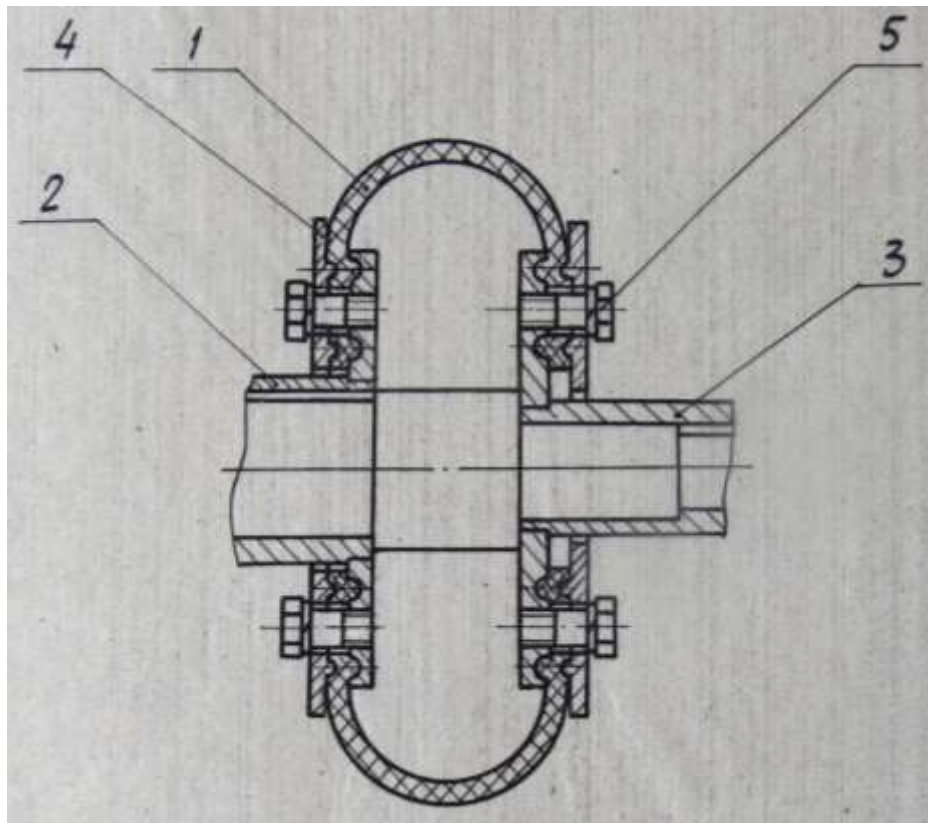


Рисунок 2.2 – Пружна муфта:
1 – пелюстка; 2, 3 – півмуфти; 4 – диск; 5 – болти

Пружні опори установки призначені для підтримки робочого органу, забезпечення певної свободи його переміщення під час вібраційних коливань та віброізоляції опорних конструкцій, на яких монтується машина. Конструктивне виконання пружної опори показано на рис. 2.3. Вона має два кронштейни, перший з яких (1) прикріплюється до лотка, а другий (2) – до рами віброживильника. Між ними під кутом 30° до горизонту встановлені гумові амортизатори 3 та блоки-упори 4. Такий кут нахилу забезпечує максимальну швидкість транспортування матеріалу.

На рис. 2.4 показані можливі схеми установки віброживильника у випускних виробках очисного блоку. Машина за допомогою анкерного кріплення монтується на заздалегідь збудованому бетонному фундаменті під невеликим кутом нахилу. Гірнична маса випускається з блоку і вантажиться у вагонетку або інший транспортний засіб.

Віброживильник забезпечує:

- підвищення ефективності процесу витікання гірничої маси з дучки за рахунок реалізації режиму примусового керованого випуску за допомогою вібраційного впливу на неї на висоту стовпа до декількох метрів;
- реалізацію процесу доставки руди по усій довжині робочого органу установки;
- ефективне та високопродуктивне завантаження засобів відкатки.

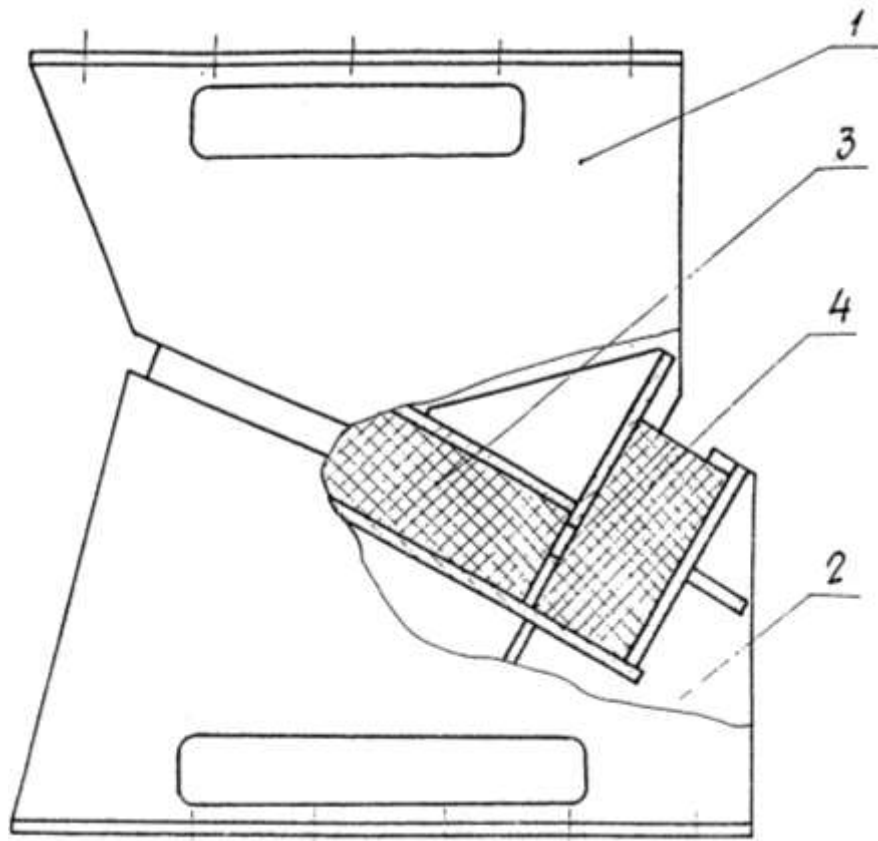


Рисунок 2.3 – Пружна опора віброживильника ПШВ-6:

- 1 – кронштейн, закріплений на лотку; 2 – кронштейн, закріплений на рамі;
 3 – гумові пружні елементи (амортизатори); 4 – гумові блоки-упори

Дуже важливим фактором є забезпечення живильником надійного перекриття дучки від мимовільного випадіння шматків руди у неробочому стані. Обв'язковою умовою нормальної експлуатації живильника є дотримання безпечних зазорів між його віброуючими частинами та нерухомими елементами виробки.

Керування живильника дистанційне зі спеціального пульта.

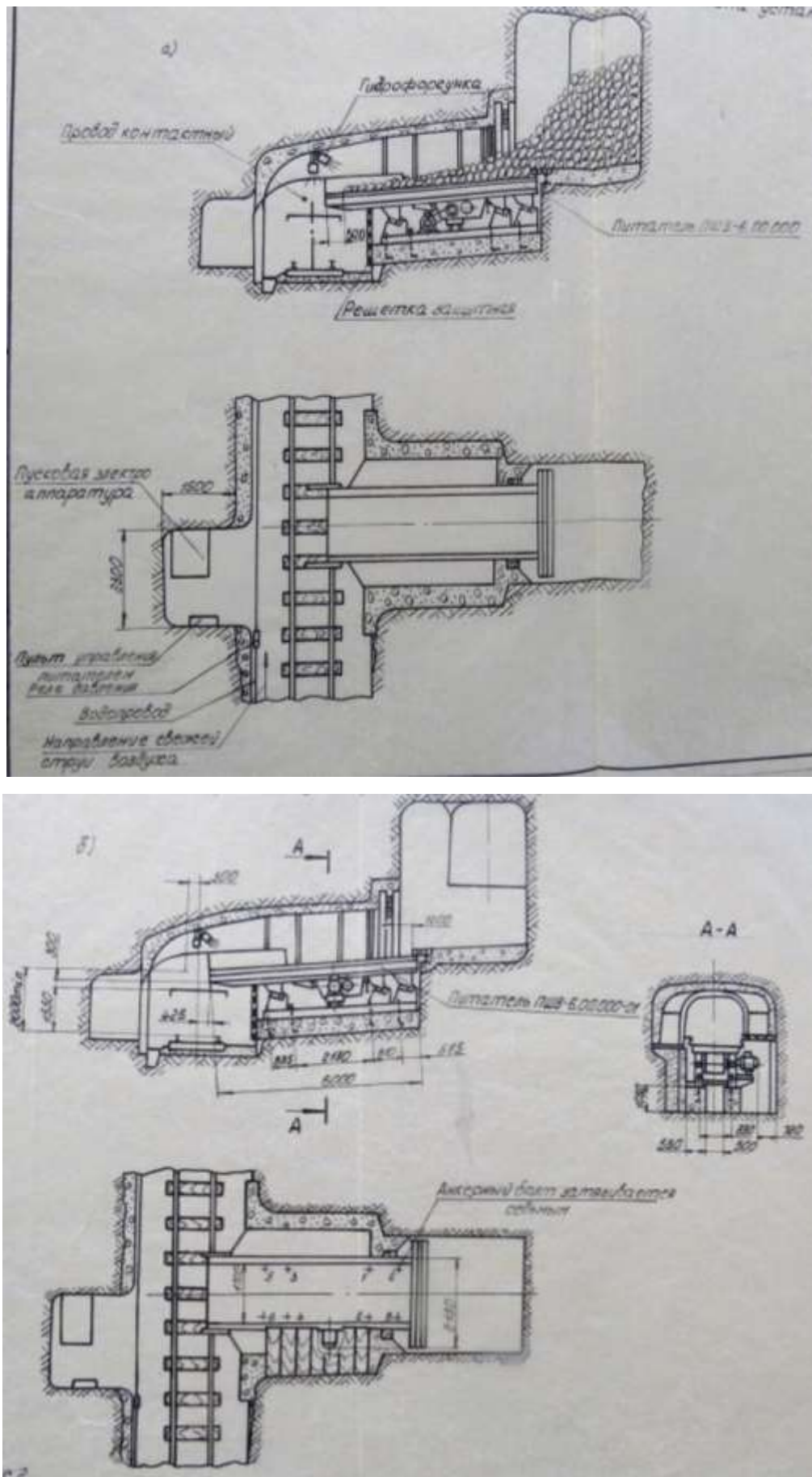


Рисунок 2.4 – Рекомендовані схеми установки віброживильника ПШВ-6 у дуччі:
а – торцевій; б – бічній

До складу стандартного електричного обладнання вібраційного живильника ПШВ-6 входять:

- електродвигун АІРС 180М6РН2У5, 50 Гц, 380/660 В, 18,5 кВт, 1000 об/хв. ТУ16-91 ВАКІ.526122.062 ТУ – 1 шт.;
- пускач ПНШ-63-ІСУХЛ5 ТУ16-644.015-86, виконання РНІ за ГОСТ 24719 – 1 шт.;
- пост керування ПКУ15-21.131-54У2 ТУ16-526.333-83 загальнопромислового виконання зі ступенем захисту УР54 за ГОСТ 14254 – 1 шт.;
- реле тиску РДМ 32.00.05.І.У5 ТУ12.0174556.143-88, вибухобезпечне виконання з рівнем захисту РОІс за ГОСТ 12.2.020 – 1 шт.;
- пост ПВ СС ІІУ5, 36 В, 50 Гц ТУ16-526-365-74, вибухобезпечне виконання з рівнем захисту ІЕхd ІІАТ6 за ГОСТ 12.2.020 – 1 шт.

Усе електрообладнання живильника виконано у рудниковому нормальному вибухобезпечному варіанті зі ступенем захисту оболонок не нижче ІР54 за ГОСТ 14254.

Принципова електрична схема живильника забезпечує:

- пуск і зупинку живильника з поста керування, розташованого на робочому місці оператора;
- подачу у ручному режимі звукових сигналів, що попереджують про запуск живильника та необхідність пересування потягу вагонеток під час його завантаження;
- блокування, що виключає вмикання приводу живильника за відсутності води у зрошувальній системі;
- максимальний струмовий захист електродвигуна;
- захист від перевантаження;
- нульвий захист;
- неможливість вмикання електродвигуна при зниженні опору ізоляції на ділянці мережі, що відходить від живильника, нижче допустимого значення (30 кОм).

2.5 Пакування та маркування виробу

Живильник поставляється заводом-виготовлювачем у зібраному вигляді без упаковки.

Апаратура керування пакується згідно з вимогами ГОСТ 23216.

Пружна муфта, клинові паси, пускова апаратура (крім пускача ПНШ-63, який йде окремим вантажним місцем), запасні частини, інструмент та приналежності згідно з вимогами РЛ 24.070.039-89 пакуються у шухляду типу Ш-1, виготовлену за ГОСТ 2991, категорія упаковки К-2 за ГОСТ 23170.

Живильник, інструмент та приналежності мають бути законсервовані згідно з вимогами ГОСТ 9.014 (група виробу П-2, варіант тимчасового захисту ВЗ-4, варіант внутрішнього пакування ВУ-0). Термін захисту без повторної консервації для категорії умов зберігання та транспортування З(Ж) – 1 рік.

Упаковка технічної та товаросупроводжувальної документації – у шухляді із ЗІП за РД 24.070.39-89.

На другому від носка живильника ребрі його рами закріплюється маркувальна табличка, яка містить наступну інформацію:

- найменування або товарний знак підприємства-виготовлювача;
- найменування та умовне позначення виробу;
- порядковий номер виробу за системою нумерації підприємства-виготовлювача;
- рік і місяць випуску;
- позначення технічних умов.

Транспортне маркування здійснюється за вимогами ГОСТ 14192.

2.6 Аналіз недоліків базової конструкції

Вібраційний живильник ПШВ-6 зарекомендував себе як надійна та високо-ефективна конструкція, призначена для роботи у важких умовах випуску, доставки та навантаження крупношматкової абразивної гірничої маси з різного роду єм-

ностей, у тому числі очисних блоків та рудозвальних висхідних акумуляційних виробок на підземних підприємствах гірничорудної промисловості. Описана конструкція відноситься до найбільш досконалих установок класу важких віброживильників активного типу (див. п. 1.2).

Усе це підтверджується численними прикладами ефективної експлуатації віброживильника на гірничодобувних підприємствах. Але, хоча при цьому і вдається значно знизити число зависань руди у дучках [6,11], цілком звільнитися від них поки що не вдається.

Така ситуація пояснюється наявністю у підірваній гірничій масі очисного блоку певного відсотка негабаритів, які в районі випускного отвору можуть спричинити заклинення потоку руди внаслідок зустрічі 3-5 таких шматків. Зависання руди також можуть виникнути через ущільнення нерухомого стовпа руди на вантажонесучому органі живильника під час тривалих пауз у його роботі.

У будь-якому разі ці зависання потрібно тим чи іншим чином ліквідувати. Механічні способи здійснення цього малоефективні і дуже небезпечні для обслуговуючого персоналу. Руйнування зависань підривним способом більш дієве, але потребує значних витрат часу на встановлення заряду та провітрювання виробки після вибуху.

З огляду на це, важливого значення набуває можливість зниження числа зависань за рахунок більш суттєвого впливу робочого органу віброживильника на стовп матеріалу на ньому. Такий посилений вібраційний вплив буде ще більше зменшувати коефіцієнти тертя між сусідніми шматками гірничої маси і створювати сприятливі умови для легкого їх проходження через випускний отвір без утворення зависань.

Ефективність цього прийому буде залежати від місця розташування вібратора на робочому органі машини, тобто від місця прикладання змушеного зусилля до нього. Існують різні точки зору стосовно вирішення цього питання. Деякі автори досліджень пропонують встановлювати його у задній (завантажувальній) частині робочого органу, інші – у передній (розвантажувальній) [6]. Прикладом першої схеми може бути виконання віброживильника ВВДР-5, другої – машин ПВУ та

ПШВ-4,75. В установці ПШВ-6 вібратор знаходиться у центрі мас машини. Усі ці позиції мають свої переваги і свої недоліки. Що стосується останньої машини, яка є базовою конструкцією у представленій магістерській роботі, то така схема відрізняється кращими умовами для реалізації процесів вібраційного транспортування матеріалу та технічного обслуговування машини. Проте, вплив на стовп гірничої маси у зоні завалу тут потрібно збільшити. Як це зробити – розглянемо нижче.

Висновки:

- аналіз конструкції вібраційного живильника важкого типу ПШВ-6 розробки інституту ВНДПрудмаш показав його високий технічний рівень та ефективність для механізації процесів випуску, доставки та навантаження гірничої маси з будь-яких ємностей, у тому числі під час очисного виймання міцних руд на підземних рудниках. Машина відрізняється високою продуктивністю та надійністю у важких умовах транспортування крупношматкових абразивних вантажопотоків;
- у той же час, не зважаючи на суттєве скорочення числа зависань гірничої маси у випускних виробках, яке забезпечує використання розглянутого віброживильника, існують резерви підвищення ефективності його роботи. Один з них – підсилення впливу на склепіння руди у задній частині робочого органу.

2.7 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів удосконаленої конструкції віброживильника важкого типу з підвищеною ефективністю руйнування зависань гірничої маси у випускних виробках.

Проведений аналіз особливостей технологічного процесу випуску і доставки руди в очисних блоках підземних рудників з видобутку міцних руд, огляд існуючих конструктивних типів та методів розрахунку основних параметрів вібраційних живильників важкого типу для випуску, доставки і навантаження гірничої маси з блоків та рудозвальних акумуляційних висхідних виробок дозволили зробити висновок про надзвичайну ефективність практичного використання такого

обладнання, що забезпечує потокову технологію транспорту руди принаймні у межах очисного блоку.

Критичний аналіз базової конструкції віброживильника ПШВ-6 показав необхідність її удосконалення для ще більшого зниження числа зависань гірничої маси у випускних виробках очисних блоків підземних рудників. Для досягнення цієї мети потрібно вирішити наступні задачі:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- проаналізувати основні амплітудно-частотні та частотно-силові характеристики вібраційних живильників;
- розглянути режими коливань робочих органів важких віброживильників;
- обґрунтувати раціональні параметри режиму коливань удосконаленого віброживильника;
- розглянути основні методи розрахунку інерційного приводу віброживильника;
- обґрунтувати удосконалену конструкцію базового віброживильника.

Об'єкт дослідження – технологічний процес випуску, доставки і навантаження гірничої маси під час очисного виймання руди у підземних умовах.

Предмет дослідження – вібраційний живильник важкого типу ПШВ-6.

З ДОСЛІДЖЕННЯ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВАЖКОГО ВІБРОЖИВИЛЬНИКА ДЛЯ ВИПУСКУ РУДИ З БЛОКУ

3.1 Методика дослідження

Виконання магістерської роботи потребує здійснення певних досліджень, метою яких є обґрунтування раціональних параметрів удосконаленої конструкції віброживильника важкого типу з підвищеною ефективністю руйнування зависань гірничої маси у випускних виробках.

Для цього в роботі використовуються відомі методи наукових досліджень, які дозволяють визначити закономірності протікання робочих процесів очисного виймання міцних руд, взаємодії механічного обладнання з гірничою масою, вплив тих чи інших гірничо-геологічних умов експлуатації вібраційних живильників на параметри їх роботи. Серед цих методів є як загальні, так і спеціальні, призначені для вирішення окремих наукових задач.

Зокрема, широко застосовується аналітичний метод дослідження: для порівняння технологічних схем транспорту руди під час підземного очисного виймання гірничої маси; для огляду основних конструктивних схем вібраційних живильників; для визначення основних методів розрахунку їх робочих параметрів; для критичного аналізу базової конструкції важкого віброживильника ПШВ-6; для пошуку шляхів його удосконалення з метою підвищення ефективності процесу випуску гірничої маси з очисних блоків тощо.

Знаходять використання й інші методи теоретичних та експериментальних досліджень.

3.2 Дослідження амплітудно-частотних та частотно-силових характеристик вібраційних живильників

3.2.1 Режими коливань робочих органів важких віброживильників

Віброживильники важкого типу (наприклад, найбільш розповсюджені конс-

трукції, перераховані вище, у п. 2.6) мають, як правило, одномасну динамічну схему і постачаються інерційними віброприводами самобалансного типу. Останні реалізують прямолінійно спрямовані коливання робочих органів, які, завдяки пружній системі установок, перетворюються на еліптичні. При цьому нахил та величина великої півосі еліпсу коливань змінюються уздовж робочого органу. На них також впливають співвідношення мас дебалансів та частоти змусеного зусилля вібратора.

Наприклад, на рис. 3.1 приведені амплітудно-частотні характеристики подібного віброживильника у напрямках осей x і y при різних співвідношеннях мас дебалансів [13]. На графіку добре видно, що амплітудно-частотна характеристика має чітко виражений пік у зоні резонансу.

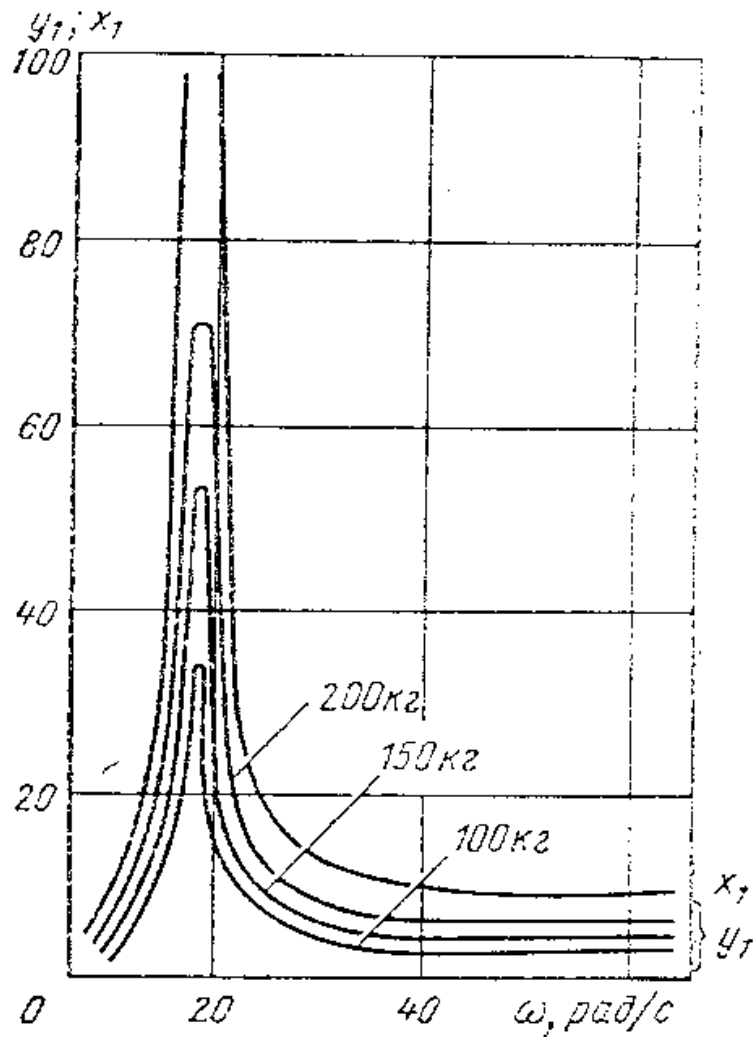


Рисунок 3.1 – Амплітудно-частотні характеристики віброживильника важкого типу при різних співвідношеннях мас дебалансів

На рис. 3.2 представлені залежності складових амплітуди переміщення вантажонесучого органу у напрямках осей x і y , а також витрат енергії W , пов'язаних з подоланням різного роду опорів, від частоти коливань ω . Розглянуто чотири варіанти завантаження робочого органу, величина якого враховується коефіцієнтом завантаження k_z ($k_z = 0$ відповідає холостому режиму роботи живильника за відсутності робочого навантаження гірничою масою). W_d , W_v , W_m – витрати енергії на подолання опорів відповідно обертанню двигуна, обертанню вібратора та переміщенню вантажонесучого органу (опорів пружної системи); W_m – витрати енергії на транспортування матеріалу; W – величина споживаної потужності [13].

3.2.2 Обґрунтування раціональних параметрів режиму коливань удосконаленого віброживильника

Режим вібраційного транспортування насипних вантажів визначається коефіцієнтом режиму і знаходиться за наступною формулою [4,6,10,11]:

$$\Gamma = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha}. \quad (3.1)$$

У цій формулі: A і ω – відповідно амплітуда та частота змущених коливань робочого органу, м та с^{-1} ; β – кут вібрації (кут між напрямком коливань і площиною робочого органу), град; α – кут нахилу робочого органу до горизонту, град.; g – прискорення вільного падіння, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Частоту змущених коливань визначаємо за формулою:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 1000}{60} = 105, \text{с}^{-1} \quad (3.2)$$

Розрахунок коефіцієнта режиму виконуємо для різних значень амплітуди коливань та кутів нахилу. Результати обчислень зводимо в табл. 3.1 з урахуванням наступних значень: $\beta = 30^\circ$; $g = 9,81 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Автори теорії вібраційних коливань та її використання для вібраційного транспортування сипких вантажів стверджують, що значення коефіцієнту режиму Γ мають перебувати у межах між 1 та 3,3 [4,6,10,11]. Судячи з табл. 3.1, для цього потрібно забезпечити раціональну амплітуду коливань від 2,5 до 4 мм. Тому з точки зору реалізації максимальної швидкості вібротранспортування та мінімального зношення вантажонесучої поверхні робочого органу пропнується вибрати величину амплітуди $A = 3,3$ мм.

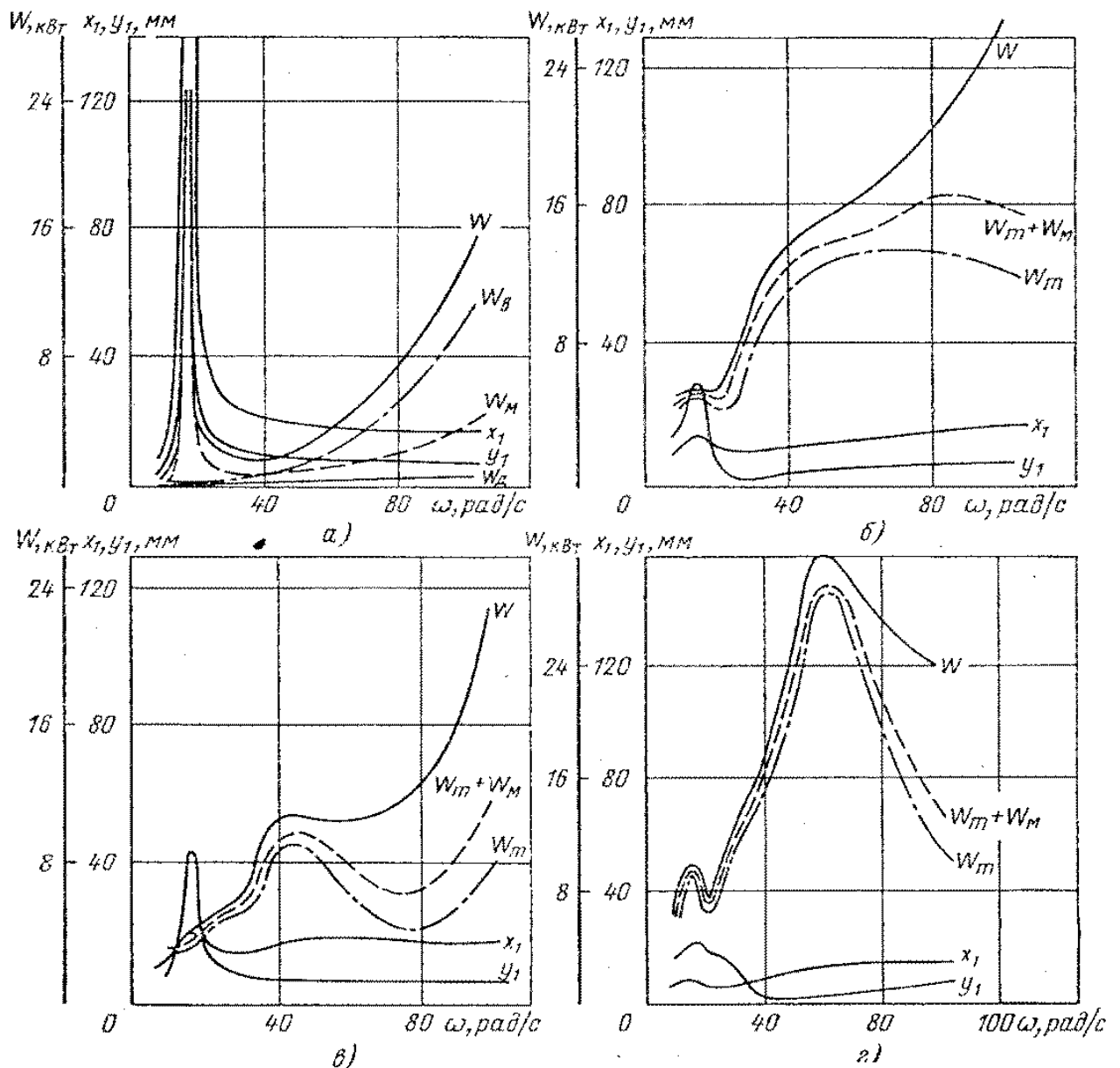


Рисунок 3.2 – Залежності складових амплітуди переміщення вантажонесучого органу віброживильника у напрямках осей x і y , а також витрат енергії W від частоти коливань ω :
 $a, б, в, г$ – коефіцієнт завантаження робочого органу k_3 відповідно 0; 0,5; 1,0; 1,5

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку коефіцієнту режиму коливань Γ

$\alpha,^\circ$	Коефіцієнт режиму « Γ »				
	Амплітуда коливань A , м				
	0,0025	0,0033	0,004	0,005	0,006
5	1,41	1,861	2,256	2,82	3,384
10	1,426	1,883	2,282	2,853	3,424
15	1,454	1,920	2,327	2,908	3,490
20	1,495	1,973	2,392	2,99	3,588

3.3 Розрахунок інерційного приводу віброживильника

3.3.1 Розрахунок споживаної потужності приводу

Для сприйняття необхідного статичного та динамічного навантаження на робочий орган живильник має витратити наступну потужність [11]:

$$N = K_{01} \cdot N_n, \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

де $K_{01} = 1,5$ – коефіцієнт впливу на робочий орган віброживильника стовпа руди у випускному отворі; N_n – величина потужності, потрібної для реалізації режиму вібротранспортування з підкиданням матеріалу:

$$N_n = \frac{E \cdot \omega}{490}, \text{ кВт}, \quad (3.4)$$

де ω – частота змусених коливань робочого органу, с^{-1} ; E – кінетична енергія, що передається гірничій масі для її підкидання, Дж:

$$E = \frac{(m_l + m_{np}) v_l^2}{2g}, \text{ Дж}, \quad (3.5)$$

де $m_n = 4400$ кг – маса рухомої частини живильника (робочого органу), m_{np} – приведена маса матеріалу на робочому органі, кг:

$$m_{np} = m_m \cdot \lambda, \text{ кг}, \quad (3.6)$$

де m_m – загальна маса матеріалу на робочому органі, кг; λ – коефіцієнт приведення коливної маси матеріалу на робочому органі машини:

$$\lambda = \frac{0.73}{F} - 0,18, \text{ кг}, \quad (3.7)$$

v_n – швидкість руху робочого органу, м/с:

$$v_n = A \cdot \omega, \text{ м/с}. \quad (3.8)$$

Загальна маса транспортованого матеріалу:

$$m_m = h_{cl} (L - L_1) B \gamma + 0,5(H - h_{cl})^2 \operatorname{ctg} \varphi B \lambda + m_{m3}, \text{ кг}, \quad (3.9)$$

де L , L_1 , H – геометричні параметри розвалу гірничої маси на робочому органі (рис 3.3); h_{cl} – висота шару транспортованої породи:

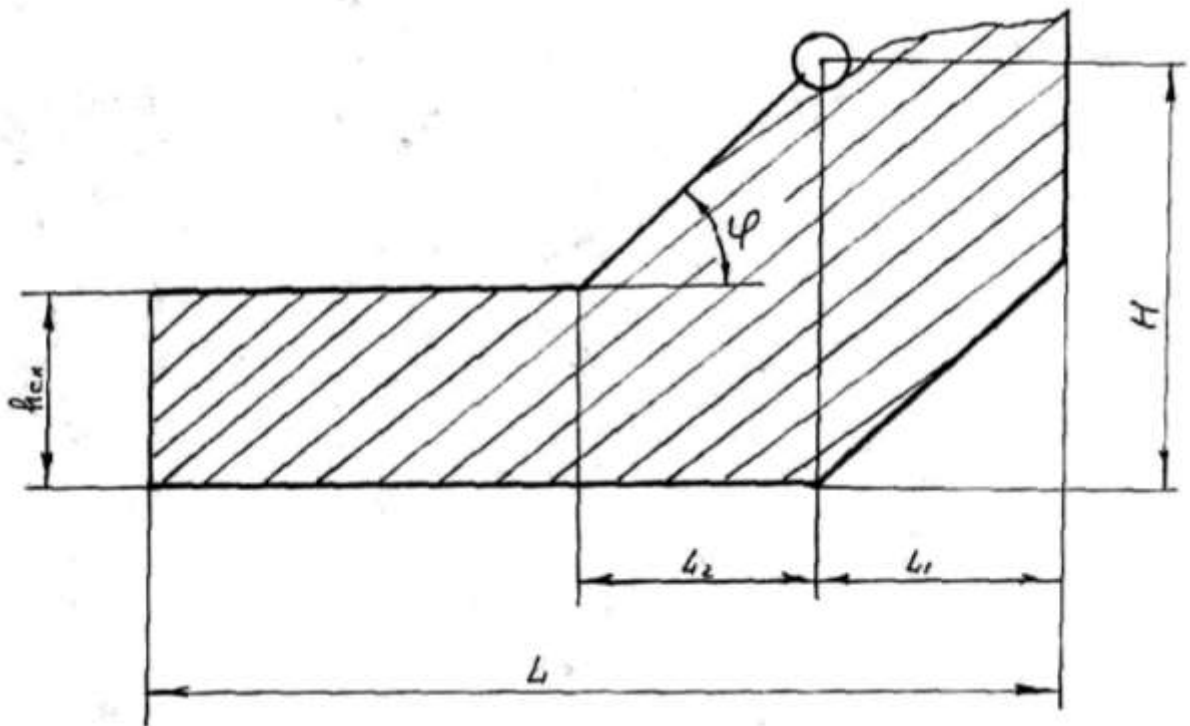


Рисунок 3.3 – Схема завантаження віброживильника гірничою масою

$$h_{cl} = \frac{Q}{3600 \cdot B \cdot \gamma \cdot v_{cn}}, \text{ м}, \quad (3.10)$$

де $Q = 900 \text{ т} \cdot \text{г}^{-1}$ – технічна продуктивність віброживильника; $B = 1,68 \text{ м}$ – ширина його робочого органу; $\gamma = 3 \text{ т} \cdot \text{м}^{-3}$ – питома вага транспортованого матеріалу.

Швидкість руху матеріалу робочим органом:

$$v_{cl} = K_v \cdot v_l, \text{ м/с}, \quad (3.11)$$

де $K_v = 0,8$ – коефіцієнт передачі швидкості (за дослідницькими результатами); $m_{мз}$ – маса матеріалу на заглибленій під стовп руди частині робочого органу:

$$m_{мз} [(h_{cn} L_1 + 0,5(H - h_{cn}) L_1) B \gamma], \text{ т}. \quad (3.12)$$

Звідки матимемо:

$$m_{мз} = [(0,18 \cdot 1,5 + 0,5(1,2 - 0,18) 1,5) 1,68 \cdot 3 = 5,216 \text{ т};$$

$$v_{cn} = 0,8 \cdot 0,347 = 0,278 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$h_{cn} = \frac{900}{3600 \cdot 1,68 \cdot 3 \cdot 0,278} = 0,18 \text{ м};$$

$$m_m = 0,18 (6 - 1,5) 1,68 \cdot 3,0 + 0,5(1,2 - 0,18)^2 \text{ ctg} 40^\circ \cdot 1,68 \cdot 3 + 5,2 = 12407 \text{ кг}.$$

3.3.2 Розрахунок величини змушеного зусилля віброприводу

Змушене зусилля вібратора може бути розраховано за наступною формулою:

$$F = \frac{M_K \omega^2}{g}, \text{ Н}. \quad (3.13)$$

Кінематичний момент інерційного вібратора дорівнює його обертовому моменту:

$$M_K = M_{кр} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot N}{n}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.14)$$

де $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання вихідного валу електродвигуна; N – потужність, що споживається віброживильником, кВт.

Зазвичай змушене зусилля віброживильника такого класу повинно бути не менше 150 кН.

З огляду на це, технічна продуктивність живильника складе:

$$Q = 3600 B h_{cl} v_l K_v \gamma, \text{ т} \cdot \text{г}^{-1}, \quad (3.15)$$

де $K_v = 0,8$ – коефіцієнт передачі швидкості від робочого органу транспортованому матеріалу.

В результаті отримаємо:

$$Q = 3600 \cdot 1,68 \cdot 0,18 \cdot 0,347 \cdot 0,8 \cdot 3,0 = 907 \text{ т} \cdot \text{г}^{-1},$$

що відповідає заданій продуктивності у 900 т·г⁻¹.

3.3.3 Розрахунок приводу вібратора

В якості приводу вібратора на віброживильнику ПШВ-6 використовується електродвигун АІРС 180 М6РН2В5 у рудниковому нормальному виконанні. Як було відзначено вище, він має підвищене ковзання для полегшення роботи в умовах частих включень і вимикань під час перестановок вагонеток електровозної відкатки. Характеристики електродвигуна наступні: потужність – 15 кВт (при ПВ 100%), 18,5 кВт (при ПВ 40% – номінальна за паспортними даними), 22 кВт (при ПВ 25% – розрахунковий режим роботи; частота обертання – $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$).

Кінематична схема приводу показана на рис. 3.4. Для $N = 18,5 \text{ кВт}$ і $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ при трьохзмінному режимі роботи приймаємо $i = 1 \pm 10 \%$. З [15] можна бачити, що для передачі такої потужності потрібен пас типу В (швидкість більше 5 м·с⁻¹). Для діаметру ведучого шківу $D_1 = 200 \text{ мм}$ (рис. 3.4, поз. 13) швидкість пасу складе:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (3.16)$$

$$i = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{200}{200 \cdot 0,98} = 1,02 . \quad (3.18)$$

Мінімальне та максимальне значення міжосьової відстані:

$$A_{min} = 0,55(D_2 + D_1) + h, \text{ мм}, \quad (3.19)$$

$$A_{min} = 2(D_2 + D_1), \text{ мм}, \quad (3.20)$$

де h – висота пасу.

$$A_{MIN} = 0,55(200 + 200) + 14 = 234 \text{ мм};$$

$$A_{MAX} = 2(200 + 200) = 800 \text{ мм}.$$

Довжина пасу:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}, \text{ мм}, \quad (3.21)$$

$$L = 2 \cdot 800 + \frac{3,14}{2}(200 + 200) + \frac{(200 - 200)^2}{4 \cdot 800} = 2228 \text{ мм}.$$

Обираєм довжину пасу за таблицею [15]: $L = 2000 \text{ мм}$.

Перевіряємо число пробігів пасу:

$$U = \frac{1000 \cdot v}{L} \leq 10, \quad (3.22)$$

$$U = \frac{1000 \cdot 10,47}{2000} = 5,24 < 10.$$

Уточнена величина міжосьової відстані:

$$A = 0,25 \cdot \left((L - W) + \sqrt{L - W^2 - 8y} \right), \quad (3.23)$$

де

$$W = \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) \pi; \quad (3.24)$$

$$y = \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2 \quad (3.25)$$

$$W = \left(\frac{200 + 200}{2} \right) \cdot 3,14 = 628 ,$$

$$y = \left(\frac{200 - 200}{2} \right)^2 = 0,$$

$$A = 0,25(2000 - 628) + \sqrt{(2000 - 628)^2 - 8 \cdot 0} = 686 \text{ мм.}$$

Величина кута α обхвату шківу пасами становитиме:

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \left(\frac{D_2 - D_1}{A} \right), \quad (3.26)$$

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \left(\frac{200 - 200}{686} \right) = 180^\circ.$$

Потрібне число пасів передачі:

$$Z = \frac{N}{N_0 \cdot K_1 \cdot K_2}, \quad (3.27)$$

де N – потужність приводу, кВт; N_0 – потужність, що передається одним пасом, кВт; K_1 – коефіцієнт кута обхвату; $K_2 = 1,2$ – коефіцієнт характеру навантаження та режиму роботи за умови трьохзмінної роботи (не більше 22 годин на добу) з пусковим навантаженням до 200% від нормального. Тоді маємо:

$$Z = \frac{18,5}{3,98 \cdot 1 \cdot 1,2} \approx 4.$$

Величина попереднього натягу одного пасу $2S_0$:

$$2S_0 = \frac{168N}{v \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3} + 4\theta \cdot v^2, \quad (3.28)$$

де N – потужність приводу, кВт; v – швидкість пасу, м/с; K_1, K_2, K_3, θ – коефіцієнти, що враховують відповідно кут обхвату, характер навантаження і режим роботи передачі, враховує швидкість пасу та вплив відцентрових сил.

$$2S_0 = \frac{168 \cdot 18,5}{10,47 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1} + 4 \cdot 0,013 \cdot 10,47^2 = 16,2 \text{ кН} \cdot \text{с} = 160 \text{ Н.}$$

Величина тиску пасів Q_p на вали:

$$Q_P = 2S_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (3.29)$$

де α – кут обхвату веденого шківу. Звідси маємо:

$$Q_P = 160 \cdot 4 \cdot \sin \frac{180}{2} = 640 \text{ Н.}$$

3.3.4 Розрахунок дебалансів вібратора

Як видно з кінематичної схеми на рис. 3.4, вібраційні коливання робочого органу віброживильника ПШВ-6 забезпечуються вібратором самобалансного типу. Два його вали з дебалансами синхронно обертаються у протилежних напрямках за допомогою зубчастої передачі з передатним відношенням $i = 1$.

Для забезпечення потрібної продуктивності вібрмащини має бути викнана наступна умова:

$$F_{\text{ц}} \geq F_B,$$

де $F_{\text{ц}}$ – відцентрова сила, що розвивається обертовими дебалансами, Н; F_B – величина змушеного зусилля вібратора, Н.

$$F_{\text{ц}} = (m \cdot r \cdot \omega^2) \cdot n_D, \quad (3.30)$$

де m – маса активної частини дебалансу, кг; r – радіус обертання центру ваги дебалансу, м; n_D – кількість дебалансів, шт.

Конструктивна схема дебалансу показана на рис. 3.5. Це симетрична відносно осі у фігура складної форми, окремі дільниці якої відіграють різні ролі у створенні змушеного зусилля вібратора. Під час визначення положення її центра ваги заштриховані зони, а також отвір діаметром 110 мм під вал, на якому закріплюється дебаланс, можна не брати до уваги – вони будуть взаємно урівноважуватися. Решта площі поперечного перетину дебалансу можна розділити на вісім дільниць, координати яких позначені на рисунку літерами y_i та b_i . Площі поперечених перетинів F_i цих дільниць становитимуть:

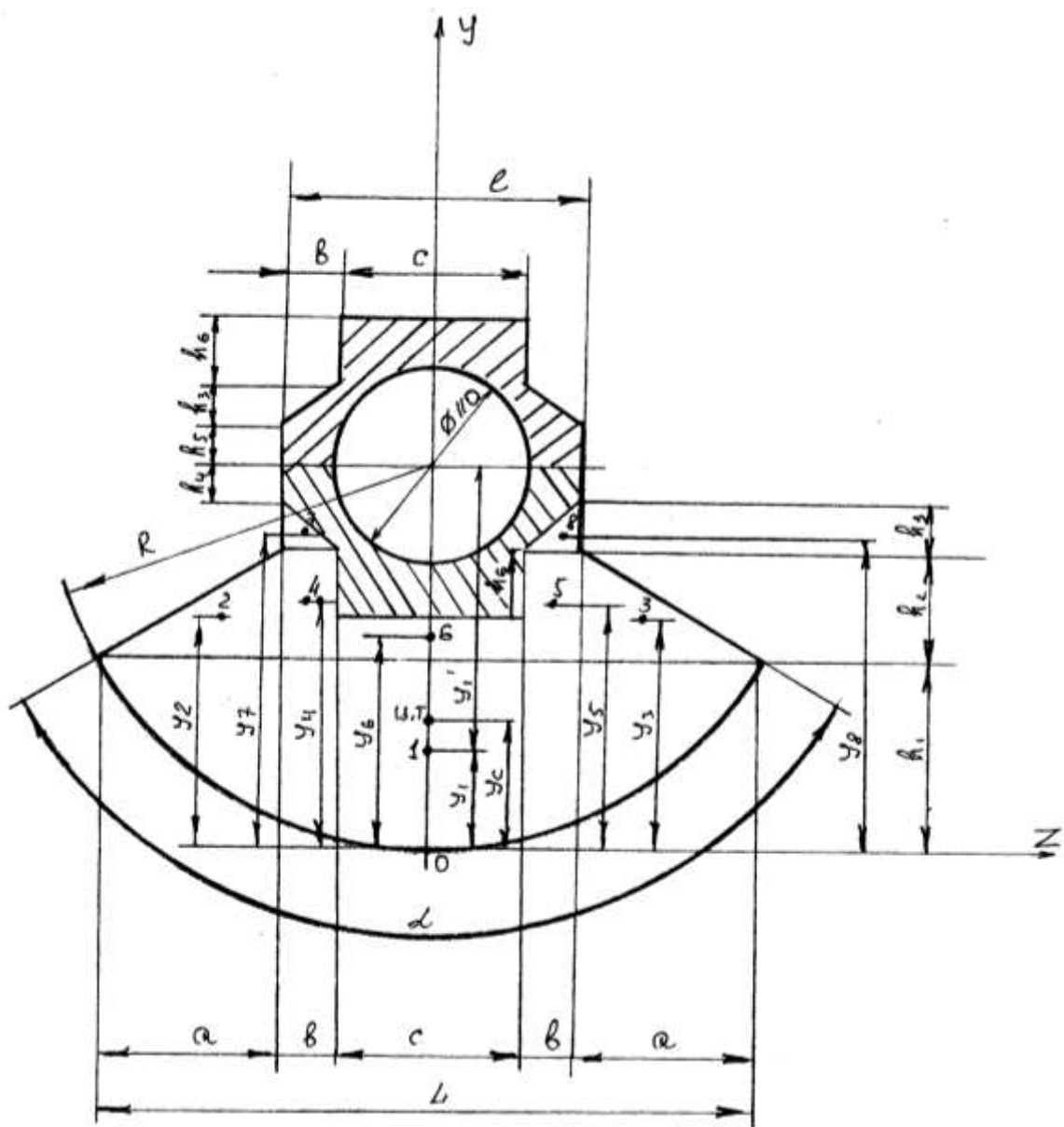


Рисунок 3.5 – Схема для розрахунку координат центру ваги дебаланса:

$a = 0,1085$ м; $b = 0,017$ м; $c = 0,146$ м; $\alpha = 120^\circ$; $R = 0,23$ м;

$h_1 = 0,115$ м; $h_2 = 0,063$ м; $h_3 = 0,03$ м; $h_4 = h_5 = 0,022$ м;

$h_6 = 0,038$ м; $l = 0,018$ м; $L = 0,397$ м

$$F_1 = \frac{R^2}{2} \left(\frac{\pi \cdot \alpha}{180^\circ} - \sin \frac{\alpha}{2} \right); \quad (3.31)$$

$$F_1 = \frac{0,23^2}{2} \left(\frac{3,14 \cdot 120}{180^\circ} - \sin \frac{120}{2} \right) = 0,032 \text{ м}^2;$$

$$y_1 = R - y_1' = R - \frac{L^3}{12 \cdot F_1}; \quad (3.32)$$

$$y_1 = 0,23 - \frac{0,397^3}{12 \cdot 0,032} = 0,067 \text{ м};$$

$$F_2 = F_3 = \frac{a \cdot h_2}{2}; \quad (3.33)$$

$$F_2 = F_3 = \frac{0,1085 \cdot 0,063}{2} = 0,0034 \text{ м}^2;$$

$$y_2 = y_3 = h_1 + \frac{h_2}{3}; \quad (3.34)$$

$$y_2 = y_3 = 0,115 + \frac{0,063}{3} = 0,136 \text{ м};$$

$$F_4 = F_5 = b \cdot h_2; \quad (3.35)$$

$$F_4 = F_5 = 0,017 \cdot 0,063 = 0,0011 \text{ м}^3;$$

$$y_4 = y_5 = h_1 + \frac{h_2}{2}; \quad (3.36)$$

$$y_4 = y_5 = 0,115 + \frac{0,063}{2} = 0,1465 \text{ м};$$

$$F_6 = c(h_2 - h_6); \quad (3.37)$$

$$F_6 = 0,146(0,063 - 0,038) = 0,0037 \text{ м}^2;$$

$$y_6 = h_1 + \frac{h_2 - h_6}{2}; \quad (3.38)$$

$$y_6 = 0,115 + \frac{0,063 - 0,038}{2} = 0,1275 \text{ м};$$

$$F_7 = F_8 = \frac{b \cdot h_3}{2}; \quad (3.39)$$

$$F_7 = F_8 = \frac{0,017 \cdot 0,03}{2} = 0,0003 \text{ м}^2;$$

$$y_7 = y_8 = h_1 + h_2 + \frac{h_3}{3}; \quad (3.40)$$

$$y_7 = y_8 = 0,115 + 0,063 + \frac{0,03}{3} = 0,188 \text{ м};$$

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^{i=8} F_i y_i}{\sum_1 F_i}; \quad (3.41)$$

$$y_c = 0,088 \text{ м.}$$

Величина маси активної частини дебалансу:

$$m = F \cdot S \cdot \gamma_n = (F_1 + 2F_2 + 2F_4 + F_6 + 2F_7) S \cdot \gamma_n \cdot k; \quad (3.42)$$

де S – товщина дебалансу, см; γ_n – питома вага матеріалу дебалансу, г/см³; F – площа активної частини дебалансу, см²; k – переводний коефіцієнт маси.

$$m = (320 + 2 \cdot 34 + 2 \cdot 11 + 37 + 2 \cdot 3) \cdot 6,8 \cdot 7,85 \cdot 0,001 = 24,18 \text{ кг.}$$

Радіус обертання центра ваги дебалансу:

$$r = R - y_c, \text{ м} \quad (3.43)$$

$$r = 0,23 - 0,088 = 0,142 \text{ м.}$$

Тоді маємо:

$$F_{II} = (24,18 \cdot 0,142 \cdot 10^5) \cdot 4 = 151426 \text{ Н.}$$

Бачимо, що отримана величина перевищує потрібне змушене зусилля у 150 кН (див. п. 3.3.2).

3.4 Обґрунтування удосконаленої конструкції віброживильника

Вище було зауважено, що для зниження числа зависань руди під час її випуску віброживильником важкого типу доцільно було б забезпечити можливість підсилення впливу на стовп заваленої руди у задній частині вантажонесучого органу машини (див. п. 2.6).

Це можна зробити за рахунок постачання базового віброживильника додатковим робочим органом саме у цьому місці. Бажано, щоби його кут нахилу був більшим, ніж в основного. Таким чином можна отримати секційний робочий орган ламаного типу, що забезпечує підвищену ефективність впливу на матеріал у випускному отворі. Нижче буде пояснено механізм такого ефекту.

Прикладом подібного технічного рішення може бути конструкція за а.с. СРСР № 1752685 [16] (рис. 3.6). Вона постачена безприводним додатковим лотком, встановленим шарнірно відносно основного у задній частині останнього. Додатковий робочий орган отримує вібраційні коливання від основного.

Такий лоток може бути обладнаний своїм віброприводом, який буде використовуватися лише для руйнування зависань руди. Для цього він може бути навіть з ударним режимом роботи, хоча подібний небажаний з точки зору надійності та довговічності конструкції. Технічне рішення такого плану показано на рис. 3.7 (а.с. СРСР № 722819) [17]. Вібропривод виконаний у вигляді пневмокамери 4, утвореної підставою 1 та еластичною манжетою-клапаном 3. При потраплянні стисненого повітря з шахтної мережі у пневмокамеру вона збільшує свій об'єм і піднімає робочий орган (віброплощадку 2) вгору. У певний момент підйому відкриваються вихлопні вікна 6 і повітря виходить в атмосферу. Віброплощадка при цьому падає вниз аж до співударяння з підставою. Вихлопні вікна при цьому закриваються і цикл повторюється.

Основним недоліком такого рішення слід вважати ударний режим роботи віброприводу для руйнування зависань. Такий режим дуже несприятливий з точки зору надійності і довговічності конструкцій і, через це, може використовуватися лише тоді, коли іншого виходу немає. В решті випадків ударних режимів роботи будь-яких конструкцій потрібно уникати.

Ще одним варіантом вирішення проблеми боротьби із зависаннями у випускній виробці є руйнування склепінь, що утворилися, за допомогою стиснутого повітря. Такий метод досить широко використовується для ліквідації зависань в бункерах дробильних та збагачувальних фабрик [18]. Застосування пневмоімпульсних пристроїв для руйнування зависань виглядає більш вигідним в порівнянні з

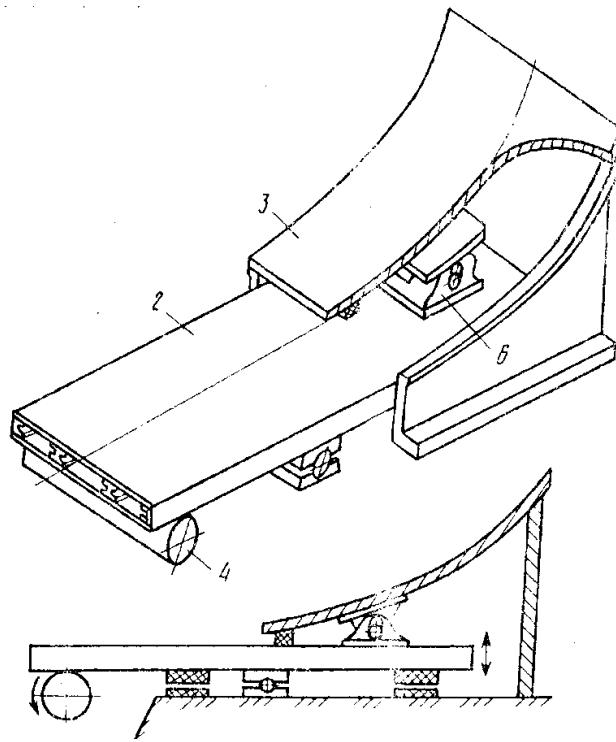


Рисунок 3.6 – Технічне рішення за а.с. № 1752685:
2 – лоток розвантажувальний; 3 – лоток завантажувальний;
4 - вібропривод; 6 - шарнір

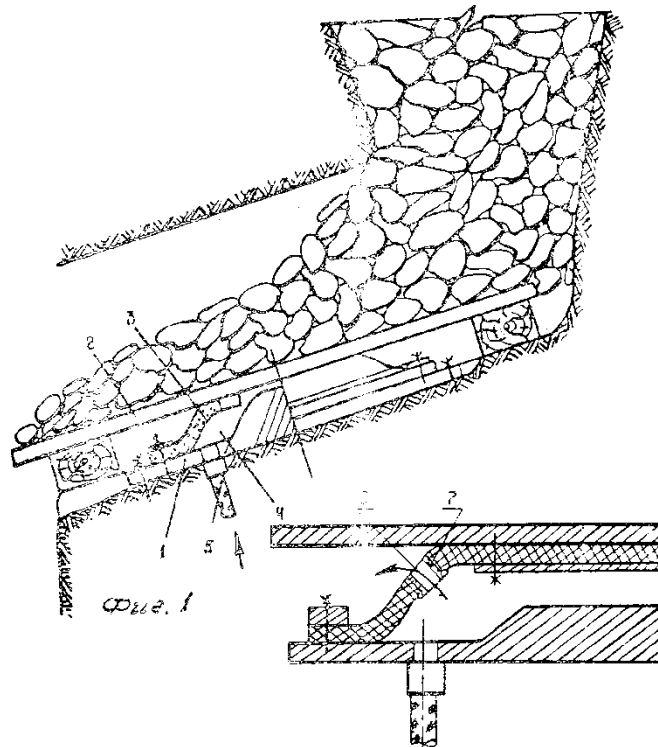


Рисунок 3.7 - Технічне рішення за а.с. № 722819:
1 – підстава; 2 – віброплощадка; 3 – манжета-клапан;
4 – (герметична силова порожнина (пневмокамера); 5 – трубопровід;
6 - вихлопне вікно; 7 – армування зі зносостійкого матеріалу

іншими способами. Не уступаючи, наприклад, вібраційним у потужності впливу на матеріал, вони помітно відрізняються від них економічністю. Такий пристрій викидає час від часу незначний (кілька десятків кубічних дециметрів) об'єм стисненого повітря. Конструкція бункера чи іншої ємності з матеріалом при цьому не вимагає практично ніяких переробок, за винятком деякого ущільнення для запобігання запилення навколишнього простору.

Виходячи з вищевикладеного, пропонується удосконалення конструкції базового віброживильника ПШВ-6 шляхом доукомплектування його пневмопульсаторним механізмом руйнування зависань гірничої маси у випускних виробках. Для цього скористаємось ще одним відомим технічним рішенням за а.с. СРСР № 1221102 [19]. Принципова схема механізму приведена на рис. 3.8, вид *I* – перетин механізму керування пневмопульсатором, вид *II* – перетин редукційного клапану.

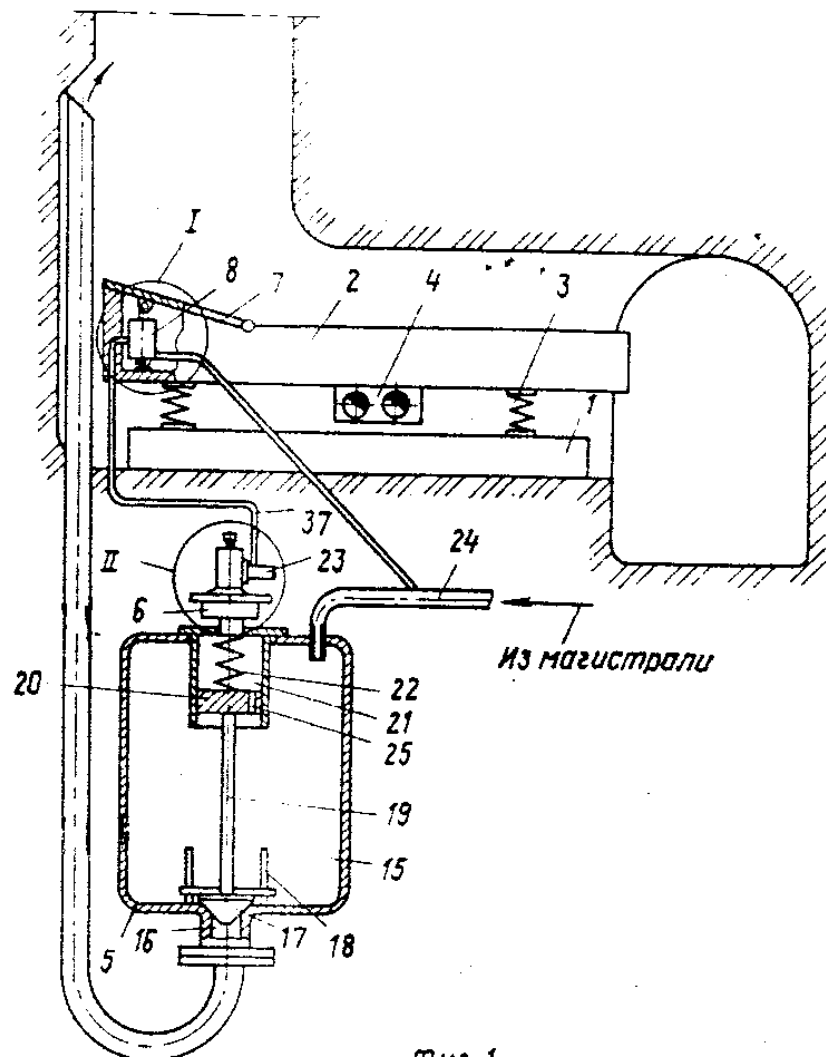


Рисунок 3.8 – Технічне рішення за а.с. № 1221102

Згідно з а.с. вібраційний живильник має нерухому підставу (раму) 1, робочий орган 2, встановлений на рамі за допомогою пружних опор 3, вібраційний привод 4, закріплений на вантажонесучому органі, і пневмопульсатор 5 з редукційним клапаном 6. В завантажувальній частині, що знаходиться під завалом гірничої маси, робочий орган 2 має шарнірно закріплену рухому площадку 7, на якій встановлено механізм 8 керування пневмопульсатором, виконаний у вигляді пневмоциліндру 9 з поршнем 10, впускним 11 та випускним 12 отворами, що у початковому положенні знаходяться по різні боки поршня 10. Пневмоциліндр 9 з'єднаний з робочим органом 2, а поршень 10 з'єднаний з площадкою 7 шарнірами 13. У верхній частині пневмоциліндру виконано дросельний отвір 14.

Пневмопульсатор постачено ємністю 15 для акумулювання стисненого повітря, яка має випускний отвір 16, випускний клапан 17, напрямні 18 штока 19 і поршня 20, що знаходиться в циліндрі 21, пружини 22 та редукційний клапан зі стопором 23. За допомогою патрубку 24 ємність 15 сполучається з магістраллю стисненого повітря. В поршні 20 є отвір 25, який з'єднує порожнину циліндру 21 з порожниною ємності 15.

Редукційний клапан 6 має корпус 26, в якому закріплено сідло клапана 27. Воно має вигляд трубки, за допомогою якої порожнина циліндру 21 сполучається з атмосферою. Між корпусом 26 і кришкою 28 затиснута діафрагма 29, яка зусиллям пружини 30, що передається через плунжер 31, перекриває отвір сідла клапана 27. Регулювання зусилля притискання пружини здійснюється гвинтом 32.

Вібраційний живильник з пневмопульсатором працює наступним чином.

Попереднім притисканням пружини 30 редукційного клапана пневмопульсатор налаштовується на автоматичний режим роботи із заданою частотою і силою імпульсів. Цей режим реалізується лише за умови відкритого положення стопора (праве крайнє положення поршня-фіксатора 34, зображене пунктирною лінією на виді II) і полягає у наступному. З магістралі стисненого повітря через патрубок 24 відбувається заповнення ємності 15. Одночасно через отвір 25 в поршні заповнюється порожнина циліндру 21. Зусиллям пружини 22 клапан 17 перекриває отвір 16, а зусиллям пружини 30 діафрагма 29 перекриває отвір в сідлі клапана

27. Під час заповнення ємності можна вважати, що тиск в порожнинах ємності і циліндра 21 однаковий, тому що об'єм циліндра відносно ємності малий, а отвір в поршні достатньо великий для швидкого вирівнювання тиску в сполучних об'ємах, значить зусилля на поршень з обох боків однакові і випускний отвір щільно закритий клапаном 17 під дією тиску в ємності.

В міру заповнення повітрям тиск в ємності досягає критичної величини, при якій пружина 30 редукційного клапана стискається і стиснене повітря починає виходити з порожнини циліндра 21 через порожнину корпусу 26 в атмосферу. Швидке витікання повітря з циліндру і падіння тиску в ньому до величини, близької до величини атмосферного тиску, обумовлює різкий рух поршня завдяки силі тиску в ємності 15, тому що діаметр поршня дещо більше діаметра випускного клапана 17. Через відкритий отвір 16 і вертикальну трубу стиснене повітря викидається в зону зависання гірничої маси зі швидкістю, близькою до звукової. При цьому тиск в ємності різко падає, редукційний клапан перекривається, одночасно під дією пружини 22 клапан 17 закриває випускний отвір 16 і знову починається заповнення ємності. Далі цикл повторюється.

Коли робочий орган віброживильника повністю знаходиться під завалом руди, рухома площадка 7 щільно притиснута до робочого органу, оскільки діаметр поршня 10 розрахований таким чином, що тиск під поршнем від загальної магістралі набагато менший тиску маси руди на площадку 7. В такому положенні поршень-фіксатор 34 під дією пружини 35 блокує редукційний клапан шляхом фіксації плунжера 31 і діафрагми 29 в крайньому нижньому положенні і пневмопульсатор не спрацьовує. Як тільки у випускній виробці над віброживильником утворюється склепіння із завислої руди і площадка 7 вантажонесучого органу звільнюється від матеріалу, поршень 10 пневмоклапану під тиском повітря з магістралі піднімається догори, долаючи набагато менший тиск звільненої площадки 7. Відкривається отвір 12, стиснене повітря з магістралі через трубопровід 37 і отвір 36 заповнює штокову порожнину циліндра 33, поршень-фіксатор під тиском повітря відходить вправо (див. вид I) і звільнює плунжер 31 редукційного клапану. Пневмопульсатор спрацьовує і працює далі у налаштованому режимі доти, поки

не відбувається руйнування завислого матеріалу, після чого під вагою останнього площадка 7 притискається донизу і повертає поршень 10 у початкове положення. Отвір 12 відсікається від магістралі і сполучається з атмосферою, тиск в штоковій порожнині циліндра 33 падає до атмосферного, а поршень-фіксатор 34 під дією пружини 35 блокує плунжер 31 редукційного клапана. Пневмопульсатор не спрацьовує до наступного зависання матеріалу.

Згідно з рис. 3.6 площадку 7 розташовуємо в задній частині робочого органу базового віброживильника ПШВ-6. Вона кріпиться до робочого органу шарнірно і встановлюється під кутом приблизно $15-25^\circ$ до площини робочого органу. Пневмопульсатор та механізм його керування з редукційним клапаном розміщуються під робочим органом між ним і рамою живильника по вертикалі і між задніми пружними опорами машини по горизонталі. Труба, що подає стиснене повітря в зону зависання, монтується за живильником. Її вихідний кінець може бути обладнаний соплом.

Залишається звернути увагу ще на одну дуже важливу обставину. Розташування додаткового робочого органу під більш крутим кутом нахилу до горизонту у порівнянні з основним буде корисним з точки зору забезпечення можливості збільшення реального поперечного перетину випускного отвору дучки [11].

Справа у тім, що при кутах нахилу не більше $10-15^\circ$ матеріал витікає з дучки декількома вертикальними шарами з різною швидкістю. Це призводить до постійного змінення взаємного розташування шматків породи у потоці і можливості виникнення умов для їх заклинення у виробці. Збільшення кута нахилу супроводжується зменшенням різниці у швидкостях руху шарів матеріалу. Останні остаточно вирівнюються, коли кут нахилу додаткової задньої частини перевищує кут нахилу основної передньої на $20-30^\circ$. Руда починає витікати суцільним потоком з постійним взаємним розташуванням шматків. Це зменшує ймовірність виникнення зависань під час проходження матеріалом випускного отвору.

Усе сказане свідчить про безперечну доцільність конструктивного виконання робочого органу віброживильника важкого типу у ламаному вигляді – з двох діляниць, коли задня має кут нахилу на приблизно $15-25^\circ$ більше кута нахилу пе-

редньої.

Висновки:

- для вирішення задач, поставлених у роботі, вибрано методи теоретичних та експериментальних наукових досліджень;
- проведено дослідження амплітудно-частотних та частотно-силових характеристик вібраційних живильників та режимів коливань робочих органів важких віброживильників для умов підземного очисного виймання гірничої маси;
- обґрунтовано раціональні параметри режиму коливань удосконаленого віброживильника, здійснено розрахунок його інерційного приводу, зокрема: визначення споживаної потужності, величини змушеного зусилля віброприводу, розрахунок приводу вібратора та його дебалансів;
- обґрунтовано раціональну конструкцію удосконаленого віброживильника з підвищеним силовим впливом на завислі склепіння руди у випускних виробках.

4 РОЗРОБКА ОСНОВНИХ ЗАХОДІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ УДОСКОНАЛЕНОГО ВІБРОЖИВИЛЬНИКА

Заходи раціональної експлуатації віброживильника розроблені згідно з рекомендаціями [14].

4.1 Порядок транспортування живильника

Відвантаження живильника споживачеві здійснюється залізничним або автомобільним транспортом. При цьому завантаження, кріплення та транспортування виробу має відбуватися згідно з відповідними вимогами, що діють на тому чи іншому виді транспорту.

Умови транспортування віброживильника у частині впливу на нього механічних факторів – Л за ГОСТ 23170, у частині впливу кліматичних факторів – 8 (ОЗЖ) за ГОСТ 15150.

4.2 Монтаж, випробування та обкатування установки

Перед монтажем живильник підлягає ретельному вхідному контролю з метою встановлення його технічного стану та комплектності поставки з підприємства-виготовлювача або з попереднього місця роботи.

Монтаж машини здійснюється згідно з підготовленим заздалегідь паспортом її установки в очисному забої. Основні вимоги до проекту установки приведені на рис. 2.4. На місці монтажу має бути зведений бетонний фундамент під живильник, монтажний майданчик потрібно освітити та звільнити від сторонніх предметів. Для монтажу слід підготувати таль вантажопідйомністю до 5 т, тягальну лебідку з тяговим зусиллям не менше 10 т, чотири відхиляючі блоки для її канатів та місця для встановлення цього обладнання. Контактний провід у місці монтажу на період його здійснення має бути демонтований.

Доставлений на місце монтажу живильник подають до доставкової виробки,

піднімають за допомогою талі, розвертають та переміщують у виробку заднім кінцем, підтягуючи канатом, пропущеним через два блоки.

Раму живильника кріплять до фундаменту за допомогою анкерних болтів у порядку нумерації, вказаної на рис. 2.4. Закріплення рами має бути якісним і надійним для забезпечення відсутності її вібрацій, з появою яких швидкість транспортування гірничої маси робочим органом різко знижується.

Після установки рами на ній монтують лоток з вібратором та опорами. Під час здійснення монтажу важливо прослідкувати за правильним положенням дебалансів на валах вібратора. При синхронному обертанні валів з дебалансами останні повинні періодично проходити положення, вказане на рис. 4.1. Саме воно забезпечує напрямок коливань робочого органу машини під кутом 30° до горизонту (кут вібрації β).

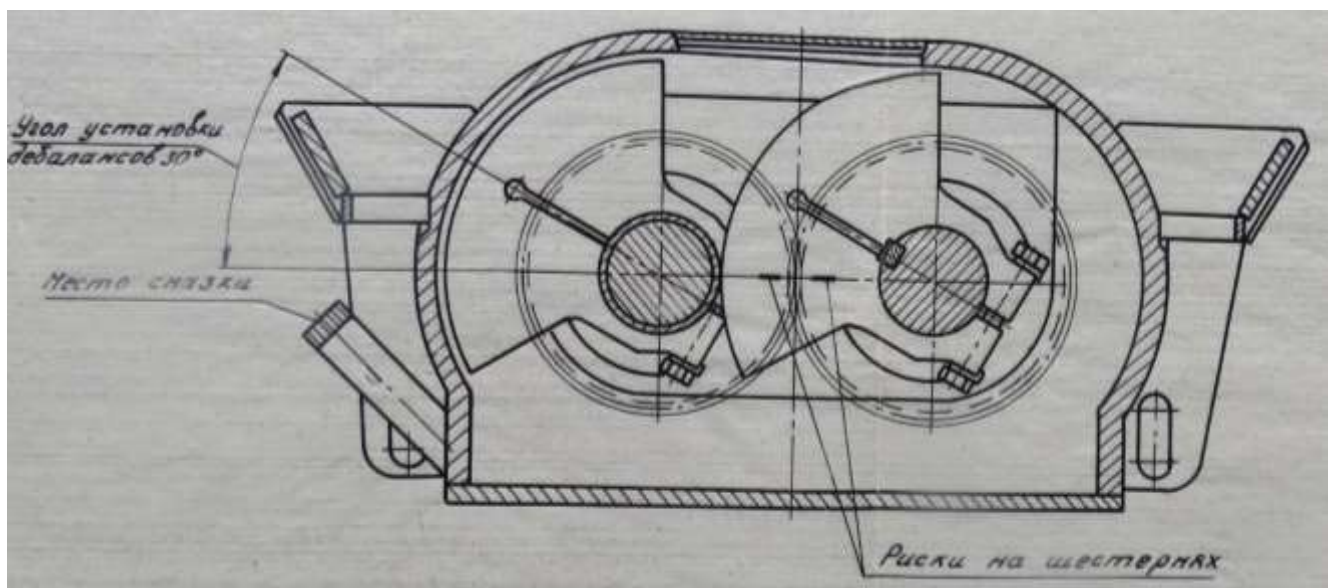


Рисунок 4.1 – Схема розташування дебалансів вібратора

При основному конструктивному виконанні живильника (див. рис. 2.1а) електродвигун закріплюють на рамі у положенні, яке забезпечує необхідний натяг пасів клинопасової передачі та розташування шківів двигуна і вібратора в одній площині.

При конструктивному виконанні живильника 01 (див. рис. 2.1б) електродви-

гун монтують на окремій підставці співвісно з валом вібратора.

Далі здійснюють монтаж електрообладнання з надійним заземленням двигуна та інших електричних апаратів. На стінках виробки розвішують та закріплюють живильні та керуючі кабелі, під'єднують їх до віброживильника.

Нарешті, над розвантажувальним кінцем живильника монтують водяні форсунки для пригнічення пилу, що утворюється під час випуску, доставки та завантаження гірничою масою наступних транспортних засобів.

Після закінчення монтажу віброживильник потребує випробування та обкатування. Перед початком цих операцій перевіряють наявність мастила у корпусі вібратора (за необхідності додати) та надійність усіх вузлів кріплення. Випробування живильника здійснюється у режимі короткочасних вмикань приводу. Обкатування машини має тривати не менше 10 хвилин на холостому ході. Під час проведення цих операцій будь-яка поява деренчливих звуків свідчить про порушення мінімальних зазорів та виникнення зіткнень між коливними частинами живильника та нерухомими елементами конструкції оснащення виробки. Надмірний нагрів підшипникових вузлів вібратора говорить про відсутність або нестачу мастила у них.

Після випробування та обкатування потрібно усунути виявлені недоліки конструкції віброживильника та підтягнути усі кріпильні елементи. Лише після цього живильник може вважатися готовим до експлуатації.

Демонтаж установки відбувається у зворотному порядку.

4.3 Використання віброживильника за призначенням

Якісна робота будь-якого механічного обладнання можлива лише за умови ретельного догляду за його технічним станом. Тому перед початком експлуатації оператор живильника повинен уважно провести зовнішній огляд установки з метою виявлення несправностей та перевірити:

- стан відкотної та дставоквої виробок з точки зору відсутності сторонніх предметів, що перешкоджають нормальній роботі живильника та під'їзду електро-

возного потягу (або іншого транспортного засобу);

- належне освітлення робочого місця оператора та зони завантаження транспортних засобів;

- наявність води у системі пилопригнічення для живлення гідрофорсунок;

- справність засобів сигналізації;

- стан і справність апаратури керування та захисного заземлення.

Живильник обслуговується одним робітником-оператором. Після прибуття потягу під завантаження він має подати відповідний сигнал його машиністу, встановити порожню вагонетку під носок живильника і запустити спочатку систему пилопригнічення, а потім привод живильника. Після заповнення вагонетки рудою (коефіцієнт заповнення має бути у межах 0,9-1,0; допускається наявність шапки руди у вагонетці висотою не більше 50 мм над верхньою кромкою її кузова) потрібно подати сигнал машиністу потягу на перестановку вагонетки. При цьому забороняється завантаження негабаритних шматків гірничої маси з розміром більше 1000 мм у найбільшому вимірі. У разі появи таких шматків з випускного отвору дучки потрібно негайно зупинити живильник і прийняти необхідні заходи щодо їх подрібнення механічним або вибуховим способом.

Під час роботи живильника можливо виникнення наступних несправностей:

- руйнування металоконструкції лотка або додаткових бортів на розвантажувальній частині робочого органу установки внаслідок впливу підривних робіт під час руйнування зависань руди у дучці або дроблення негабаритів безпосередньо на робочому органі машини. Для зменшення негативних наслідків цих операцій потрібно користуватися накладними зарядами масою не більше 1 кг на відстані не менше 0,5 м від лотка, а під час руйнування особливо великих шматків руди вибурувати в них шпури для закладки зарядів ВР;

- вихід з ладу клинових пасів або гнучких елементів муфти та підшипників вібратора. Відмови пасів та пелюсток можливі через значні коливання навантаження живильника, а також внаслідок повторних вмикань приводу під час завантаження вагонеток потягу. Підшипники відмовляють здебільшого через порушення режиму їх змащення;

- вихід з ладу електродвигуна. Причинами цієї відмови можуть бути руйнування ізоляції обмоток під час інтенсивної вібрації двигуна у разі співударень ковального лотка з нерухомими елементами конструкції оснащення виробки; пробій ізоляції при надмірному нагріві двигуна під час його повторних включень; зниження опору ізоляції обмоток при потраплянні в них вологи. Потрібно систематично контролювати стан живильника та його приводу (температура корпусу електродвигуна не повинна перевищувати величину у 60-70°C), обов'язково перевіряти їх після ведення підривних робіт та значних перерв в експлуатації.

Серед інших відмов можна відмітити порушення нормального режиму вібраційного транспортування матеріалу робочим органом живильника внаслідок послаблення елементів кріплення його до фундаменту, кріплення вібратора та засмічення робочого органу налиплою гірничою масою.

4.4 Загальний порядок технічного обслуговування машини

Ретельне виконання заходів технічного обслуговування механічного обладнання – єдиний та надійний шлях підтримки його працездатного стану, запорука тривалого безвідмовного терміну роботи цієї чи іншої машини. У табл. 4.1 приведені види та періодичність проведення заходів технічного обслуговування удосконаленого віброживильника, а у табл. 4.2 – перелік основних перевірок його технічного стану.

Усі роботи з технічного обслуговування і ремонту віброживильника та його складових частин здійснюються згідно з відповідною експлуатаційною документацією на ці вироби.

4.5 Правила зберігання виробу

Умови зберігання віброживильника – 5 (ОЖ4) за ГОСТ 15150.

Умови складування установок у перервах між періодами експлуатації – під навісом у два поверхи на підкладках.

Таблиця 4.1 – Види та періодичність технічного обслуговування
удосконаленого віброживильника

Вид технічного обслуговування	Періодичність робіт	Трудо- місткість робіт, чол.г	Зміст робіт з технічного обслуговування та ремонту
Профілактичний огляд	Один раз у три зміни	0,1	Огляд стану клинопасової передачі або муфти та амортизаторів. Перевірка та затягування кріпильних елементів. Перевірка зазорів між лотком та елементами конструкції оснащення виробки. Контроль наявності мастила у корпусі вібратора Контроль стану пневмопульсаторного механізму та шлангів підведення стисненого повітря
Контрольний огляд	Перед введенням в експлуатацію, а також після тривалих перерв у роботі	0,4	Огляд стану клинопасової передачі або муфти та амортизаторів. Перевірка та затягування кріпильних елементів. Перевірка зазорів між лотком та елементами конструкції оснащення виробки. Контроль наявності мастила у підшипникових вузлах та один раз на 2-3 місяці заміна його. Перевірка стану електродвигуна, електрообладнання та обшивки живильника, а також заземлень. Контроль стану пневмопульсаторного механізму та шлангів підведення стисненого повітря
Поточний ремонт	У разі виникнення несправностей та при перестановках	10,1	Усунення несправностей

Таблиця 4.2 – Перелік основних перевірок технічного стану віброживильника

Що перевіряється, за допомогою яких засобів та за якою методикою	Технічні вимоги
Зазори між лотком та елементами конструкції оснащення виробки	Зазори, що передбачені проектом установки живильника
Амортизатори. Перевіряються шляхом зовнішнього огляду	Відсутність тріщин та усадок
Кріпильні елементи. Перевіряються шляхом контрольного затягування	Надійне затягування кріплень
Клинопасова передача. Перевіряється шляхом зовнішнього огляду пасів і шківів	Відсутність обривів пасів та ушкоджень пасів і шківів
Муфта. Перевіряється шляхом зовнішнього огляду	Відсутність ушкоджень пружних елементів (пелюсток)
Шестірні. Перевіряються шляхом зовнішнього огляду	Відсутність ушкоджень зубів
Змащення підшипникових вузлів. Перевіряється щупом	Наявність мастила у межах допустимого рівня (за контроль- ними рисками щупу)
Перевірка підшипників. Перевіряються шляхом зовнішнього огляду із зняттям кришок	Відсутність ушкоджень сепараторів, роликів і кілець
Металоконструкція та транспортні поверхні лотка і бортів. Перевіряються шляхом зовнішнього огляду конструктивних елементів	Відсутність ушкоджень зварних швів та елементів металоконструкції
Зовнішній стан оболонок електро- обладнання: - наявність усіх кріпильних елементів; - надійне затягування гайок кабельних уведень. Перевіряються шляхом зовнішнього огляду та контрольного затягування	Відсутність ушкоджень, надійне затягування кріплень
Наявність і цілісність заземлення електричних апаратів	Відсутність ушкоджень
Кріплення та захист кабелів від механічних ушкоджень	Відсутність ушкоджень

Продовження таблиці 4.2	
Пневмопульсаторний механізм. Перевіряється шляхом зовнішнього огляду із зняттям кришок	Відсутність ушкоджень, іржі на робочих поверхнях елементів механізму, надійне затягування кріплень
Шланги підведення стисненого повітря до пневмопульсаторного механізму	Відсутність ушкоджень та витоків повітря, надійне затягування кріплень

Термін зберігання живильника – не більше 18 місяців від дня постачання споживачеві.

У разі зберігання живильника понад термін гарантії, а також у випадках, пов'язаних з порушенням умов транспортування і зберігання, улученням вологи у його відповідальні вузли, порушенням захисних покриттів, має бути передбачена можливість повторної консервації та відновлення захисних покриттів установки.

У шахтних умовах, а також при тривалих перервах у роботі (більше одного місяця) електродвигун та апаратура керування повинні бути демонтовані і зберігатися в сухому приміщенні. На амортизаторах повинні бути ослаблені кріплення.

Висновок:

- якісна робота будь-якого механічного обладнання можлива лише за умови правильної експлуатації та ретельного догляду за його технічним станом. Усе це у повній мірі відноситься й до пропонованої конструкції удосконаленого віброживильника ПШВ-6. Розроблені у роботі заходи раціонального виконання операцій транспортування, монтажу, використання за призначенням, технічного обслуговування та зберігання установки гарантують постійну підтримку її працездатного стану та тривалу і за можливості безвідмовну роботу у надзвичайно важких умовах підземних гірничорудних підприємств.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дали можливість зробити наступні висновки та запропонувати практичні рекомендації щодо використання їх результатів:

- проведений у роботі аналіз технологічних схем транспорту гірничої маси при підземній розробці родовищ міцних руд показує, що досягти потокової технології транспорту вдається лише за допомогою засобів вібраційного випуску руди та її конвеєрної доставки і тільки у межах очисного блоку (дільничної підсистеми загальної шахтної транспортної системи). Магістральна ж підсистема (від очисного блоку до ствола шахти) в умовах вітчизняної гірничорудної промисловості – це виключно локомотивна відкатка, яка є циклічним видом транспорту. Тому найбільш прогресивними слід вважати транспортні схеми, які забезпечують потокову технологію виробництва у межах дільничної транспортної підсистеми (в очисному блоці). А для удосконалення усієї системи ВШТ потрібно узгоджувати її складові частини за сукупністю техніко-економічних параметрів і показників;

- основною ланкою у потоковій технології випуску і доставки гірничої маси у межах очисного блоку є вібраційний живильник, який має реалізовувати безупинний процес випуску руди з блоку та передачу її наступним транспортним засобам для подальшої видачі на поверхню шахти. Від нього вимагається забезпечення керованості цього процесу з максимальним зменшенням числа зависань гірничої маси у випускних виробках, висока міцність конструкції, можливість багаторазового використання та здатність виконання функції затвору у неробочому стані;

- задача розрахунку вібраційної машини у загальному випадку полягає у розгляді системи «машина – навантаження – привод». Ефективність експлуатації віброживильника буде залежати від величини та фізико-механічних властивостей корисного навантаження на її робочий орган, а також від характеристик силового впливу на нього, який забезпечується вібраційним приводом.

- аналіз конструкції вібраційного живильника важкого типу ПШВ-6 розробки інституту ВНДПрудмаш показав його високий технічний рівень та ефективність для механізації процесів випуску, доставки та навантаження гірничої маси з будь-яких ємностей, у тому числі під час очисного виймання міцних руд на підземних рудниках. Машина відрізняється високою продуктивністю та надійністю у важких умовах транспортування крупношматкових абразивних вантажопотоків гірничих підприємств;

- у той же час, не зважаючи на суттєве скорочення числа зависань гірничої маси у випускних виробках, яке забезпечує використання розглянутого віброживильника, існують резерви підвищення ефективності його роботи. Один з них – підсилення впливу на склепіння руди у задній частині робочого органу базової машини;

- для вирішення задач, поставлених у роботі, вибрано методи теоретичних та експериментальних наукових досліджень;

- проведено дослідження амплітудно-частотних та частотно-силових характеристик вібраційних живильників та режимів коливань робочих органів важких віброживильників для умов підземного очисного виймання гірничої маси у рудних шахтах;

- обґрунтовано раціональні параметри режиму коливань удосконаленого віброживильника, здійснено розрахунок його інерційного приводу, зокрема: визначення споживаної потужності, величини змушеного зусилля віброприводу, розрахунок приводу вібратора та його дебалансів;

- обґрунтовано раціональну конструкцію удосконаленого віброживильника з підвищеним силовим впливом на завислі склепіння шматків руди у випускних виробках;

- у роботі запропоновані заходи раціонального виконання операцій транспортування, монтажу, використання за призначенням, технічного обслуговування та зберігання установки гарантують постійну підтримку її працездатного стану та тривалу і за можливості безвідмовну роботу у надзвичайно важких умовах підземних гірничорудних підприємств;

- у цілому слід зазначити, що розроблені під час виконання роботи рекомендації дозволили запропонувати удосконалене технічне рішення важкого віброживильника, який забезпечує суттєве (принаймні, у 1,5-2 рази) скорочення числа зависань руди у дучці за рахунок створення додаткового робочого органу у його задній частині з підвищеним кутом нахилу до горизонту.

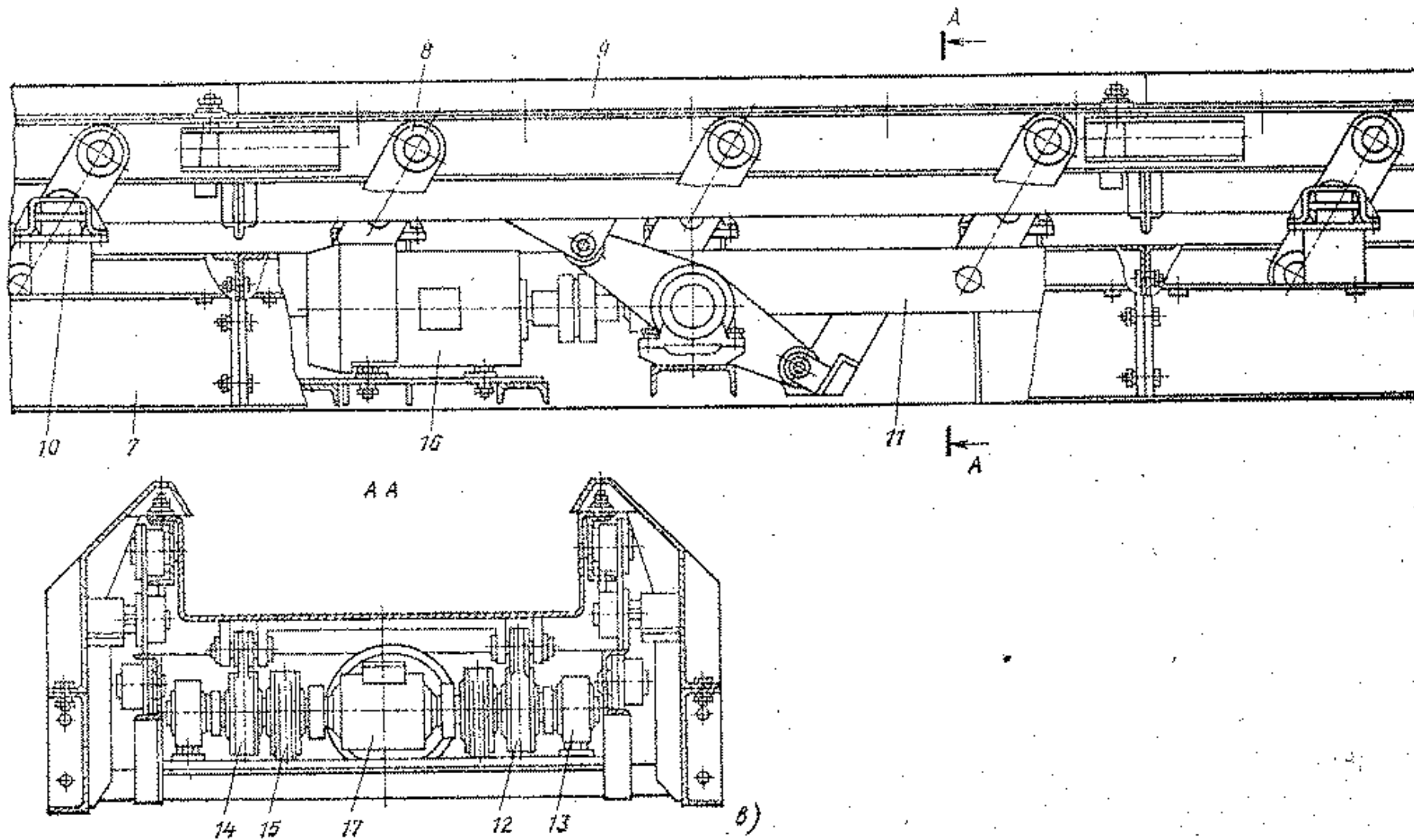


Рисунок 1.4 – Урівноважена віброустановка:

7 – опорна рама; 8 – важелі; 9 – вантажонесучий орган; 10 – гумовий пружний елемент; 11 – урівноважувальна маса;
12 – ексцентриковий вал; 13 – корінні підшипники; 14, 15 – шатуни; 16 – електродвигун; 17 – редуктор

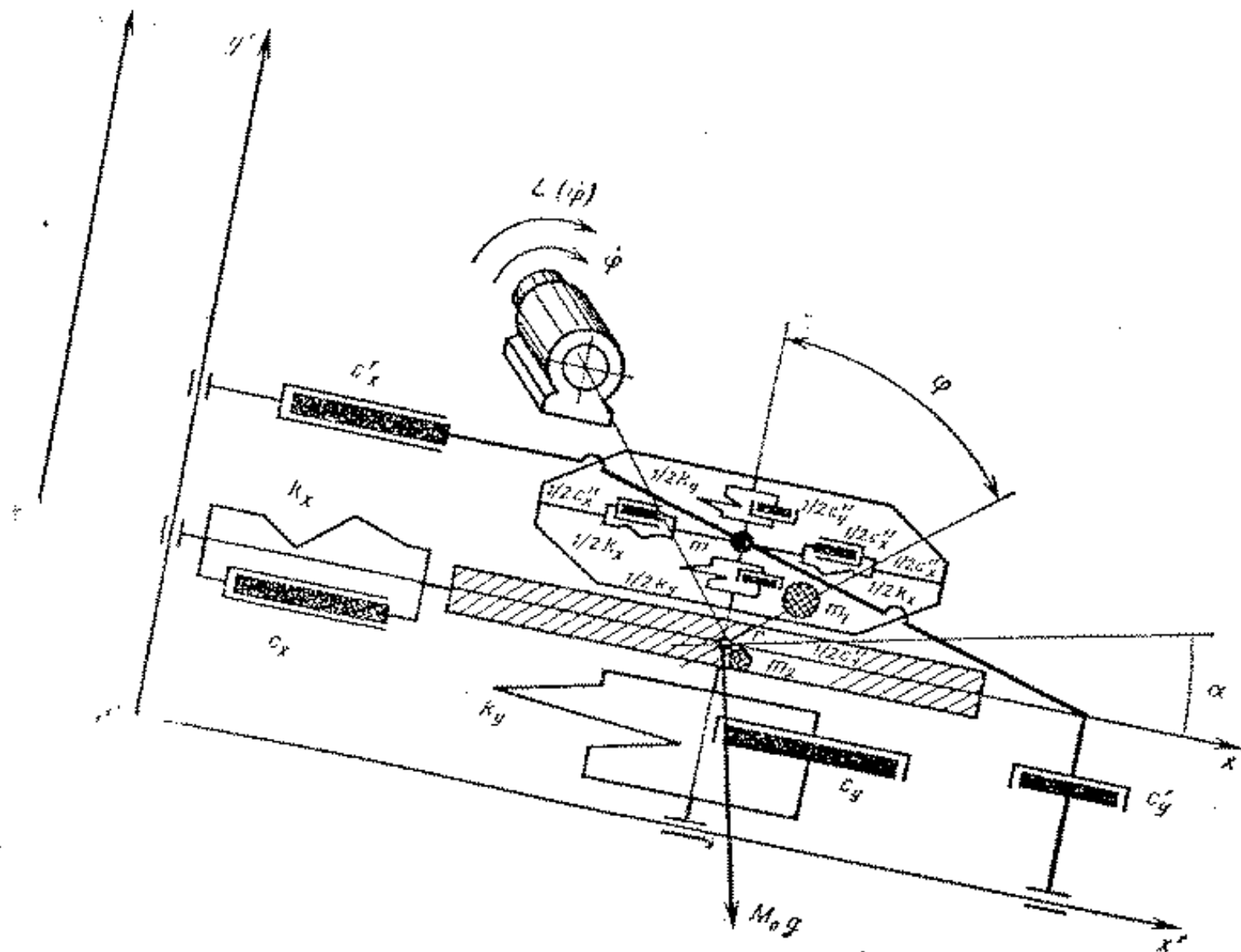


Рисунок 1.5 – Розрахункова схема вібраційного живильника під навантаженням

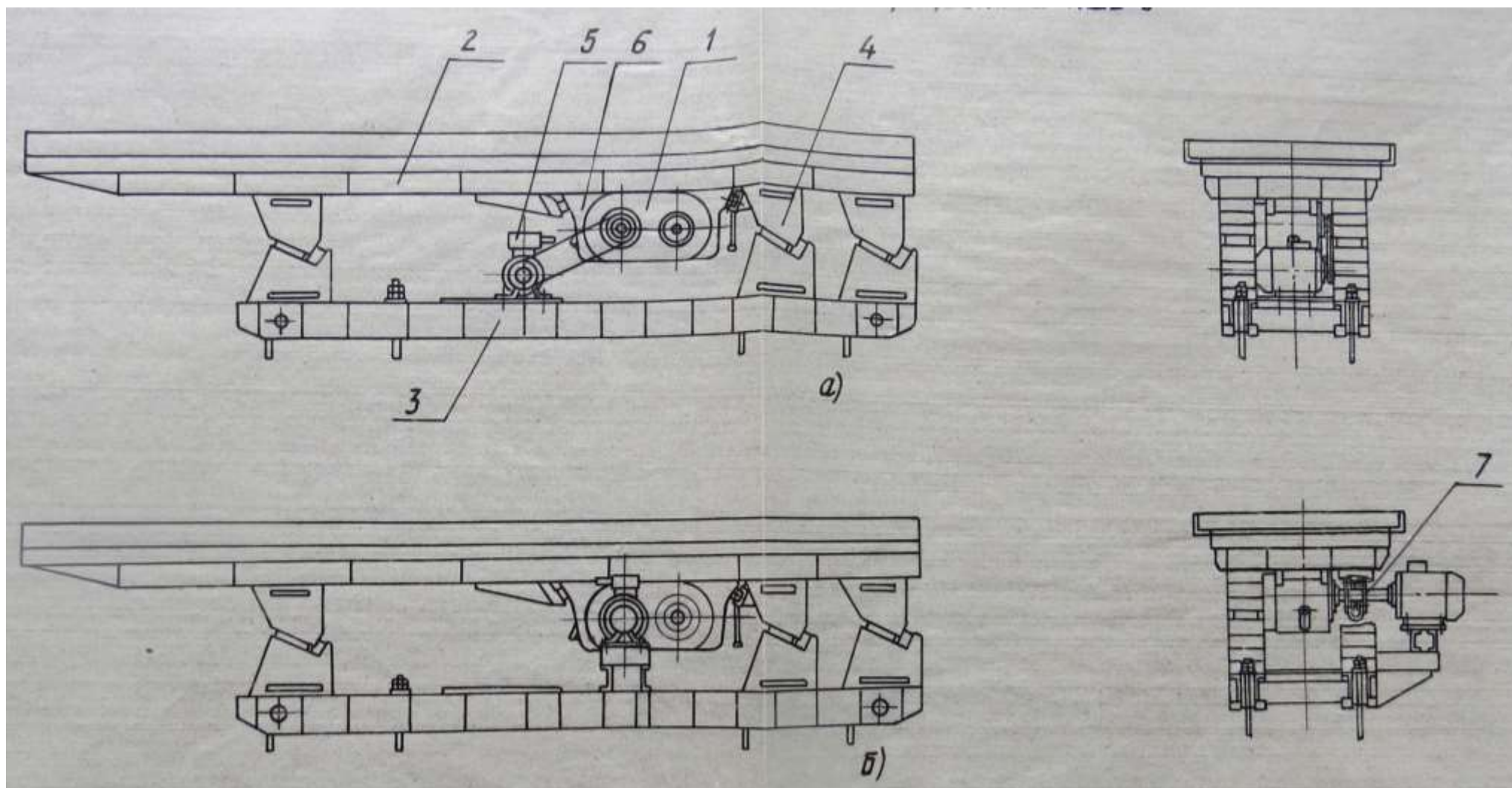


Рисунок 2.1 – Віброживильник ПШВ-6:

а – основна модель ПШВ-6.00.000; *б* – модель виконання ПШВ-6.00.000-01;

1 – лоток; 2 – вібратор; 3 – рама; 4 – опора; 5 – електродвигун; 6 – клинопасова передача; 7 – пружна муфта