

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ КРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОНОТОПСЬКИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра електронних
приладів і автоматики

Кваліфікаційна робота бакалавра

**РОЗРОБКА БЛОКУ КЕРУВАННЯ СКЛАДНОЮ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ
СИСТЕМОЮ**

Студент гр. ЕПз-71к

М. Г. Сухарева

Науковий керівник,
ст.викладач, к.т.н.

В.І.Васильєв

Конотоп 2021

РЕФЕРАТ

Об'єктом дослідження дипломної роботи є способи і засоби керування складними електромеханічними системами.

У роботі розглянуті основні відомості про складності керування системами з розподіленими параметрами, а також з системами в склад яких входять елементи з неоднозначними нелінійними властивостями. Використані дані з удосконалення керування та систем точної зупинки. Розглянуто електричну-принципову схему управління ліфту та основні технічні параметри електрообладнання ліфту.

Робота складається із вступу, 3 розділів і висновків. В першому розділі наведено основні відомості ліфтів та їх характеристики . В другому розділі описано апаратну частину та електричну принципову схему. В третьому розділі розповідається про панорамні ліфти та швидкісні ліфти, їх різновиди, особливості та конструкцію.

Загальний обсяг роботи становить 31 сторінок, в тому числі 8 рисунків, список літератури із 11 найменувань.

ЗМІСТ

ВСТУП	с. 4
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ КЕРУВАННЯ ШАХТНИМ ПІДЙОМОМ	6
1.1 Шахтний підйом і проблеми його динамічних режимів	5 6
РОЗДІЛ 2 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ВИПРОБУВАННЯ СИСТЕМ АРЗГ	8
2.1 Режими роботи гальм ШПМ і проблеми систем АРЗГ	8
2.2 Комп'ютерне моделювання перехідних режимів запобіжного гальма.....	11
2.3 Промислові випробування	12
2.4. Дослідження системи АРЗГ з багатоступеневим дисковим гальмом в умовах промислових випробувань	19
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗУПИНКИ ШПУ ПРИ ЗАПОБІЖНОМУ ГАЛЬМУВАННІ	14
3.1 Блок цифрового вимірювача швидкості	14
3.2 Блок керування і синхронізації пристрою	14
3.3 Комп'ютерне моделювання багатокординатного впливу	19
ВИСНОВКИ	27
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	28

ВСТУП

До складних електромеханічних систем і комплексів відносять багато різних систем, але окрему складають системи з так званою протяжною трансмісією. Це бурові установки глибокого буріння (у світі найглибші вже досягли глибін більш ніж 10 км), шахтні підймальні установки і ліфти і також до них відносять протяжні конвеєрні лінії. Усім сьогодні відоме поняття важливості вертикального транспорту, яким є ліфти, у багатоповерхових будинках і висотних спорудах. Особливо за останні десятиріччя коли висота хмарочосів в деяких місцях нашої планети зросла до 1000м, а розвиток підймального транспорту на гірничо-видобувних підприємствах досяг глибини на деяких шахтах глибини 2000м.

Тому якісна робота ліфтів і підймальних систем, їх комфортність, надійність і безпека залишається одним з ключових аспектів експлуатації житлових і громадських будівель і спорад. Тому безперервне удосконалення і модернізація підймального обладнання будуть на часі багато років.

Сучасна підймально-транспортна система, зокрема ліфт – це складний електромеханічний пристрій, що працює в напівавтоматичному режимі за встановленою програмою. Програма роботи ліфта визначається метою використання установки, вантажний, або пасажирський. Наприклад, в наш час вантажні підйомники повністю автоматизуються, а пасажирські ліфти керуються в напівавтоматичному режимі за участю пасажиру, якій задає поверх доставки і початок руху, а далі система керування з урахуванням місцезнаходження, умов положення кабіни (вільна або зайнята), інших динамічних факторів за відповідним алгоритмом керує початком руху, вихід на задану швидкість, початок гальмування і його плавне і точне здійснення. При цьому зрозуміло, що сучасний розвиток техніки не обмежується швидкостями порядку 5 м/с. Пересування повинно здійснюватися з допустимими прискореннями, оптимальною швидкістю і відсутністю відчутних ривків. При цьому система керування ліфтом повинна вирішувати безпечність та комфортність пересування пасажирів в усіх режимах роботи, в тому числі і критичних. В цих умовах забезпечується не тільки комфорт пасажирам, але відсутність динамічних перевантажень подовжує ресурс обладнання, його строк служби, і, тим

самим підвищує надійність і безпеку роботи. Для виконання наведених вимог необхідно отримувати інформацію про становище обладнання і швидкості руху судин (кабіни) за допомогою датчиків і інших інформаційних джерел.

Особливістю підіймально-транспортних систем є те, що рух і контроль судин або кабіни що переміщуються в стовбурі шахти здійснюється електроприводом шківу тертя що розташований в горі системи через тягові (сталеві) канати перекинуті через приводний шків. При цьому для забезпечення рівноваги в системі застосовуються спеціальні канати, що врівноважують, і які прикріплені до нижніх поверхонь судин і противаги. В процесі роботи в системі можуть бути різні навантаження, тобто загальна маса рухомих судин і канатів, також різниця мас судин або кабіни і противаги.

При збільшенні глибини шахт на динаміку руху системи починають впливати пружні властивості канатів і їх взаємодія з рухомими масами по перерозподілу кінетичної і потенційної енергії. Тому при синтезі управління такої складної системи необхідно враховувати можливий вплив низькочастотних коливань, які приведуть до прослизання канатів на шківі. Або запобігати керуючі дії, що провокують небезпечні явища призводять до втрати керованості системи.

Таким чином при синтезі керування складної електромеханічної системи необхідно враховувати вплив динамічних і частотних властивостей на систему керування.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ КЕРУВАННЯ ШАХТНИМ ПІДЙОМОМ

1.1 Шахтний підйом і проблеми його динамічних режимів

У світовій практиці є шахтні підйомні установки, які здійснюють підйом людей і вантажу з глибини понад 2200 м [1]. На території України і країн СНД є похилі підйомні установки з великою довжиною похилої траси. Наприклад, шахта імені Чапаєва в Донбасі має довжину ствола 1945 м з кутом нахилу 15-20 градусів. У кліті цієї шахти розміщується до 40 шахтарів. Як орган навивки для подібних умов, як правило, використовуються однобарабанні машини. Наприклад, шахта Agnico Eagle # 3, - Квебек (Канада) з висотою підйому 2195 м має однобарабанні машину діаметром 4,57м [2]. При аварійному гальмуванні при підйомі вантажу у подібних одноконцевих підйомних установок виникають великі уповільнення, які можуть перевищувати величини, регламентовані Правилами Безпеки, наприклад для вертикальних підйомів [3]. Відомо, що при аварійному гальмуванні при ступінчастому збуренні уповільнення кінцевої маси, прикріпленої до канату перевищує середню величину в два рази [4]. Великі величини уповільнень створюють надмірні навантаження в канаті і механічних частинах підйомної установки, шкідливо відбиваються на фізичному стані людей в кліті і можуть бути нестерпними [5]. При експлуатації шахтного підйому на шахті Agnico Eagle # 3 було виявлено, що в нижніх перетинах стовбура напрямні провідники мали характерні пошкодження ('bite'-щербини), які говорили про те, що в цих місцях часто спрацьовували парашутні пристрої кліті [2]. При експериментальній перевірці, при розміщенні датчиків уповільнення в кліті, при аварійному гальмуванні після зупинки машини були зафіксовані коливання кліті з уповільненнями від до, при цьому максимальна абсолютна величина уповільнення машини була [2]. Велика величина уповільнення кліті приводила до зменшення натягу каната, і як наслідок, до спрацьовування парашутного пристрою. Такі явища не припустимі на підйомних установках і керівництво шахти звернулося на всесвітньо відому фірму АВВ. Спеціаліст і винахідник цієї фірми Klaus Касу розробив пристрій, на яке отримав патенти в Канаді і США [6], [7].

Отримавши патенти і запровадивши їх на шахті Agnico Eagle # 3 винахідник Klaus Касу виступив з доповіддю по цій проблемі на Міжнародній конференції по шахтному підйому в Las Vegas США в 2010 році [2]. Суть запропонованої системи управління гальмом одноконцевих підйомів понад глибоких шахт, яку автор патентів назвав системою контрольованого відкату ("Controlled Rollback"), полягає в тому, що при аварійному гальмуванні установка сповільнюється за рахунок натягу каната з невеликим або нульовим гальмівним зусиллям і з метою зменшення великих вповільнень при коливаннях кліті після досягнення машиною нульової швидкості пропонується дати можливість барабану продовжувати обертатися і отримати негативну швидкість. При досягненні певної величини негативною швидкості формується гальмівне зусилля, яке зупиняє машину. Машина повторно набуває нульову швидкість і надійно стопориться. Автор винаходу вважає, що за час цього процесу відбудеться дисипація енергії і абсолютні значення уповільнення при коливаннях кліті зменшаться. У патенті наводиться рисунок пояснює роботу запропонованої системи управління гальмом, який автор статті наводить. Додатково до оригіналу на наведеному малюнку показані величини гальмівних зусиль зусиль в канаті, і характерні позначки часу які визначені з наведених на малюнку масштабів і будуть використані при математичному моделюванні. До подачі сигналу на аварійне гальмування підйомна машина рухалася зі швидкістю. Під дією статичного зусилля і невеликого гальмівного зусилля швидкість зменшується. На позначці часу швидкість машини досягає нульового значення. Перед цим гальмівне зусилля зменшується до нульової величини, а на позначці часу зростає до. Так як в цей момент зусилля в канаті більше ніж гальмівне, машина починає набувати негативну

РОЗДІЛ 2

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ВИПРОБУВАННЯ СИСТЕМ АРЗГ

2.1 Режими роботи гальм ШПМ і проблеми систем АРЗГ

Гальмівні пристрої шахтних підймальних установок складаються з систем механічного та електродинамічного гальмування. В процесі роботи, як правило, використовується система електродинамічного гальмування, яка особливо ефективна на установках, обладнаних електроприводом постійного струму. Однак в деяких випадках, наприклад, при використанні систем асинхронного електроприводу з фазним ротором користуються механічним гальмом. Таким чином, основна функція механічного гальма на всіх підймальних установках - це забезпечення безпечної експлуатації:

фіксація рухливих елементів установки під час пауз під час роботи;

управління швидкістю руху в тих випадках, коли для цього потрібні додаткові гальмівні моменти (зусилля);

безпечна зупинка підймальної установки на можливе короткому шляху при порушенні нормального режиму роботи ШПУ.

З перерахованих функцій перші дві відносяться до робочого гальмування, третя - до запобіжного.

Механічне гальмо.

Як правило, механічне використовує фрикційне гальмо колодкового або дискового типу. Принцип дії цих гальм однаковий, але кращими динамічними властивостями володіють системи дискових гальм. Особливістю всіх фрикційних систем гальмування є схильність до зносу колодок. Також, енергія що поглинається при цьому розсіюється у вигляді тепла, то це знижує к.к.д. системи.

При дослідженнях характеристик гальмівних систем для таких динамічних процесів, яким є запобіжне гальмування, важливе значення має складання адекватного математичного опису гальмівного пристрою. Дослідження динаміки пневмогідроприводу подібного типу докладно описані в [60]. Динаміка приводу запобіжного гальма підймальної установки обумовлюється наявністю в конструкції нелінійних

елементів – електромагнітних клапанів, дросельних пристроїв, трубопроводів, мас рухомих систем гальма, люфтів і ін.

Аналіз експериментально знятих перехідних характеристик системи запобіжного гальма, що представляє пневмопривід і механічний гальмо, осцилограми яких дозволяють умовно виділити на них три основних ділянки, як показано на рис. 2.10:

- 1 - зона нечутливості (холостий хід гальма),
- 2 - лінійний (наростання гальмівного зусилля) і
- 3 - експонентний (перехід в сталий стан).

Зона нечутливості, що характеризується повною відсутністю гальмівного зусилля, надає гальмівній системі нелінійні властивості, що визначають динаміку і швидкодія початку гальмування, а також накладає певні вимоги до системи управління. Темп наростання гальмівного зусилля визначається лінійною залежністю витрати робочого тіла при викиді його з гальмівного циліндра. Витрата при цьому визначається перетином вихлопного отвору виконавчого механізму (керованого клапана, вентиля). Ділянка переходу в сталий стан характеризується інерційністю системи гальмування і кінцевим положенням гальмівних колодок.

Основною особливістю гальмівних систем, що використовуються в системах запобіжного гальмування (в тому числі і сучасних систем автоматично регульованого запобіжного гальмування), є наявність нелінійності, обумовлене односторонньою зміною (збільшенням) гальмівного зусилля. Це регламентоване вимогами Правил безпеки.

Створимо шляхом синтезу математичну модель, еквівалентну перехідним характеристикам запобіжного гальма, представленим вище. Для цього визначимо з експериментально знятої характеристики параметри:

час холостого ходу – t_0 ;

коефіцієнт підсилення гальмівного пристрою – $K = \operatorname{tg} \alpha$;

стала часу T_1 .

На рис. 2.1. представлена розрахункова перехідна характеристика (а) і відповідна структурна схема її математичної моделі (б).

Виділимо на розрахунковій перехідній характеристиці ділянки, перераховані вище, і опишемо їх. Оскільки гальмівна характеристика є нелінійною, то її опис проводиться

графо-аналітичним способом (а) і моделлю у вигляді структурної схеми (б). Прийmemo $U_{on} = 10B$. Основні співвідношення, які описують ділянки розрахункової характеристики,

такі: $tg\alpha = K = \frac{F_{m_сп}}{T-t_0} = U_{on}K_1 \rightarrow K_1 = \frac{tg\alpha}{U_{on}}$; $F_{m2}(t) = \frac{F_{m_сп}}{T-t_0}t$; $T_1 = F_{m_max} \cdot tg\beta - T$; $F_{см} = \frac{t_0}{tg\alpha}$.

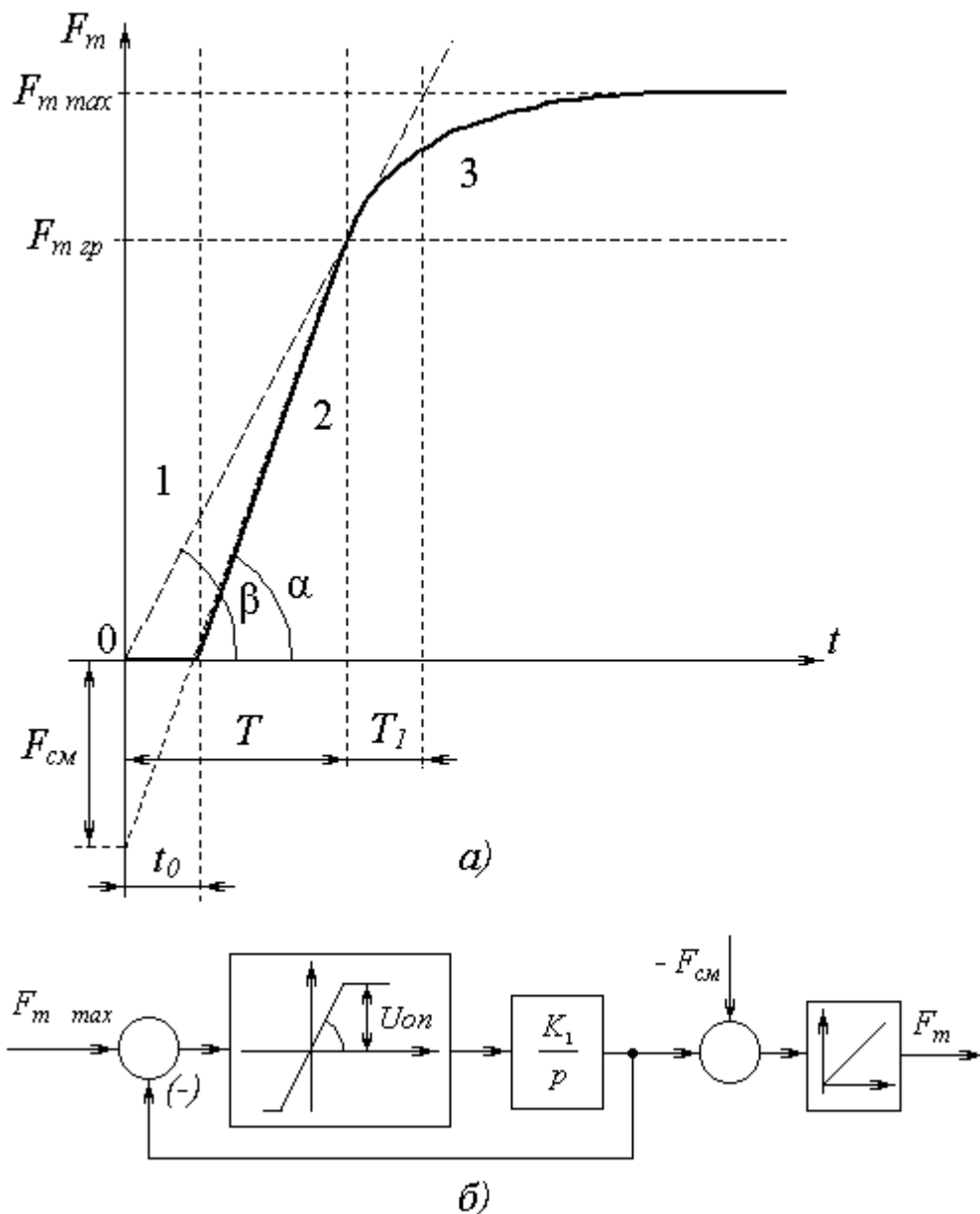


Рис. 2.1 – Розрахункова перехідна характеристика запобіжного гальма (а) і структурна схема її математичної моделі (б)

Прийнявши з експериментально визначеної часової діаграми, що приведена на рис. 5.3.а, значення: $F_{m_max}=1$; $t_0=0,15c$; $T_1=0,15c$; $K=0,82/0,42=1,95$, визначимо необхідні значення параметрів структурної схеми: K_1 , K_2 , $F_{см}$.

На основі отриманої математичної моделі, що представлена структурною схемою запобіжного гальма, представимо її цифрову модель, проведемо її дослідження,

2.2 Комп'ютерне моделювання перехідних режимів запобіжного гальма

Структурну схему математической модели предохранительного тормоза, представленную на рис. 2.1,б можно реализовать программно, создав ее компьютерную модель.

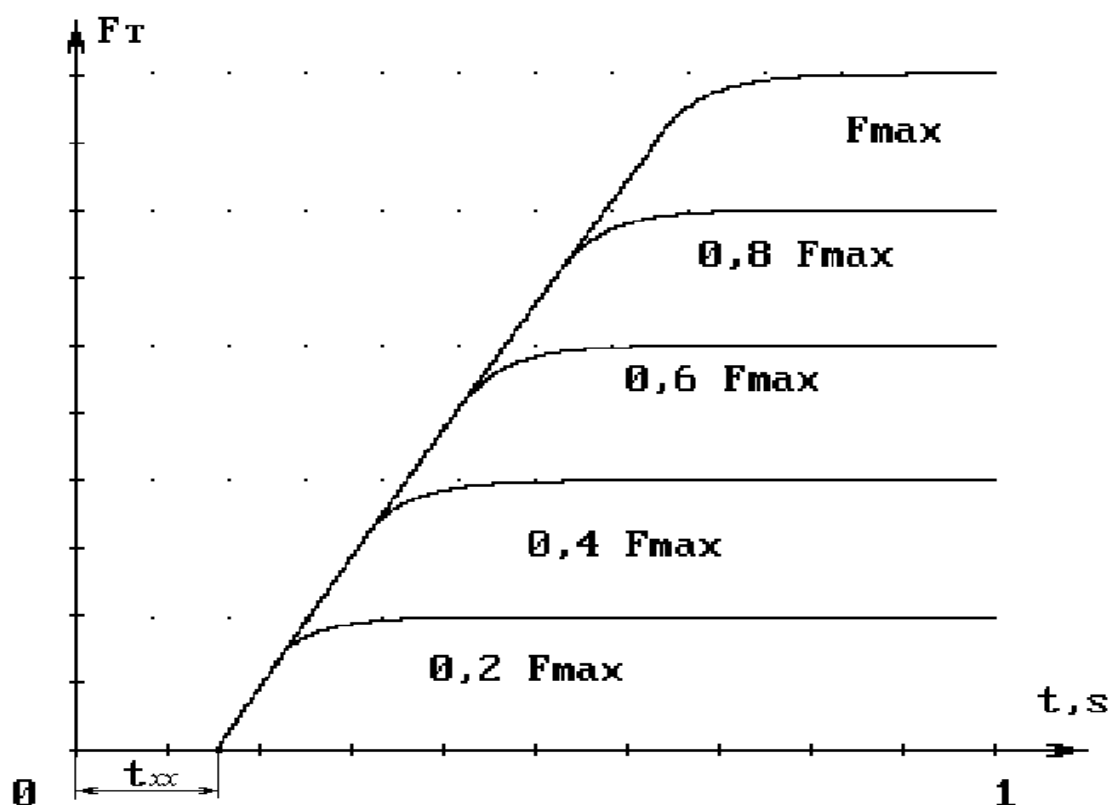


Рис. 2.2 - Сімейство перехідних характеристик цифрової моделі запобіжного гальма для випадку одночасної роботи 1, 2 і 3 клапанів (див. рис. 2.3, а) при різних вхідних впливах

На рис. 2.2 представлено сімейство діаграм гальмівного зусилля, отримане за допомогою цієї цифрової моделі. Порівняння характеристик отриманої моделі зі знятою експериментальною перехідною характеристикою і наведеної на рис. 2.3, а дають підставу вважати отриману модель коректною і дозволяють використовувати її для дослідження режимів запобіжного гальмування спільно з цифровими моделями окремих складових

частин підйомної установки, її пружною частини і системи управління запобіжним гальмом.

Для застосування даної моделі запобіжного гальмування необхідно в програму ввести параметри: K_1 , USM і ін. з експериментально отриманих перехідних характеристик запобіжного гальма.

2.3 Промислові випробування

Дослідження системи АРЗГ в умовах промислових випробувань підйомних установок з пружинно-пневматичним приводом гальма Випробування дослідного зразка системи АРЗГ проводилися на одноконцевій похилій підйомної установки типу 1-3-2У на шахті "Бутівка-Донецька" [44], [84], [133]. Підйомна установка оснащена механічним гальмом радіального типу з пневматичним приводом. Технічні характеристики її наведені в додатку А. Осцилограми перехідних характеристик запобіжного гальма $F_t = f(t)$ підйомної установки представлені на рис. 5.3. При цьому знімалися режими гальма в різних поєднаннях роботи електромагнітних клапанів. Витратні характеристики клапанів (коефіцієнти), регулюються зміною перетину дросельних отворів. Осцилограми запобіжних гальмувань підйомної установки, обладнаної замкнутою системою АРЗГ, в режимі спуску і підйому вантажу представлені на рис 2.4. При цьому фіксувалися такі параметри: тиск в гальмівному циліндрі P_c , стан електромагнітних клапанів (включено - відключено), дійсна швидкість руху барабана - V , уповільнення машини - a , зусилля в горизонтальній тязі гальма - F_t , що створює гальмівний момент. Як сигнал швидкості використовувався сигнал з імпульсного датчика швидкості, що дає дозвіл 2.5 мм або 400 імпульсів на метр переміщення. Датчик допомогою ролика, пов'язаного фрикційної зв'язком з гальмівним полем барабана, лінійне переміщення якого відповідає лінійному переміщенню вантажу (вагонеток). Характери зміни сигналів дають уявлення про процеси, що відбуваються в процесі регулювання.

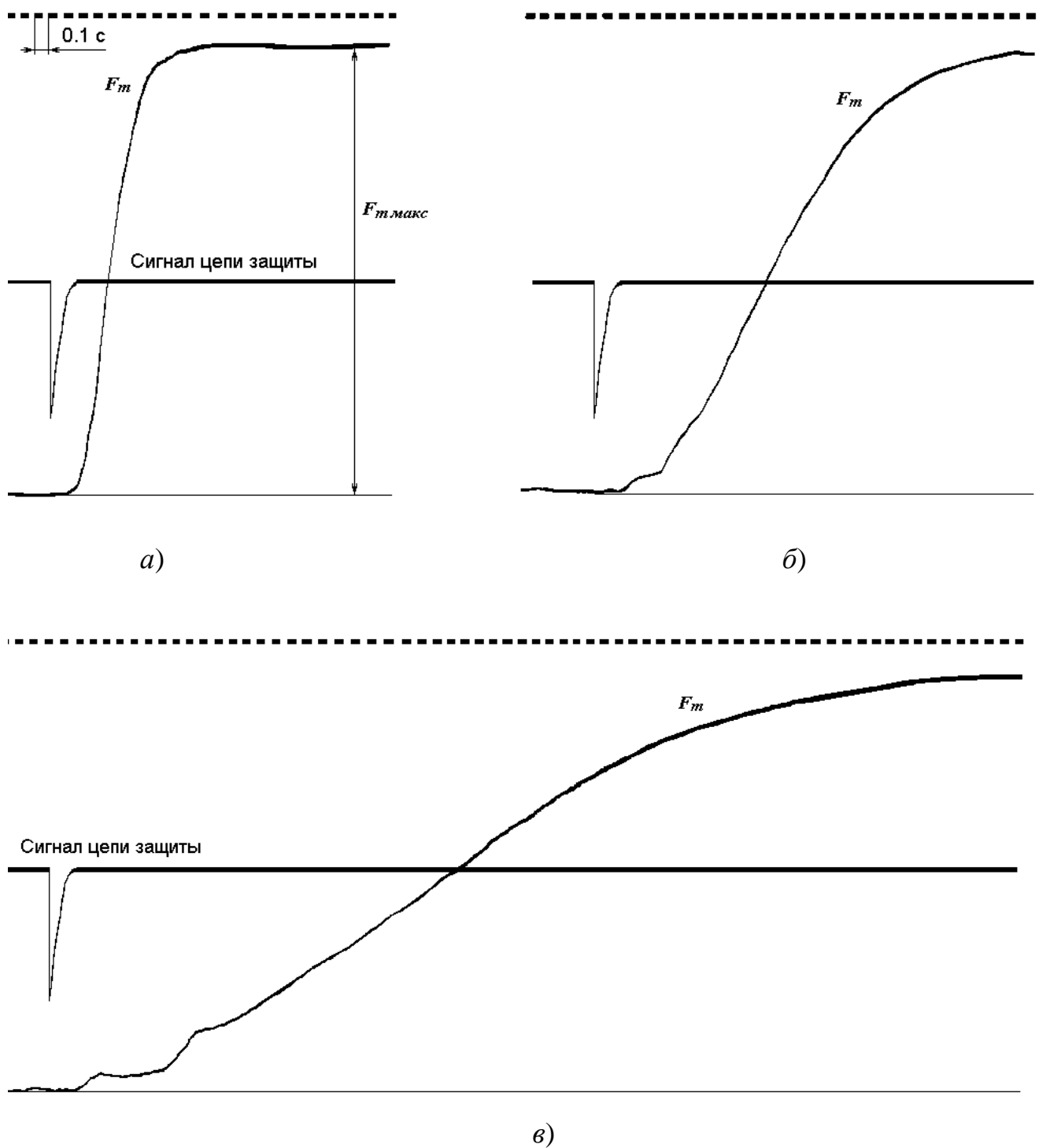


Рис. 2.3 - Осцилограми перехідних характеристик запобіжного гальма підйомної установки 1-3-2У на шахті "Бутівка-Донецька" при:

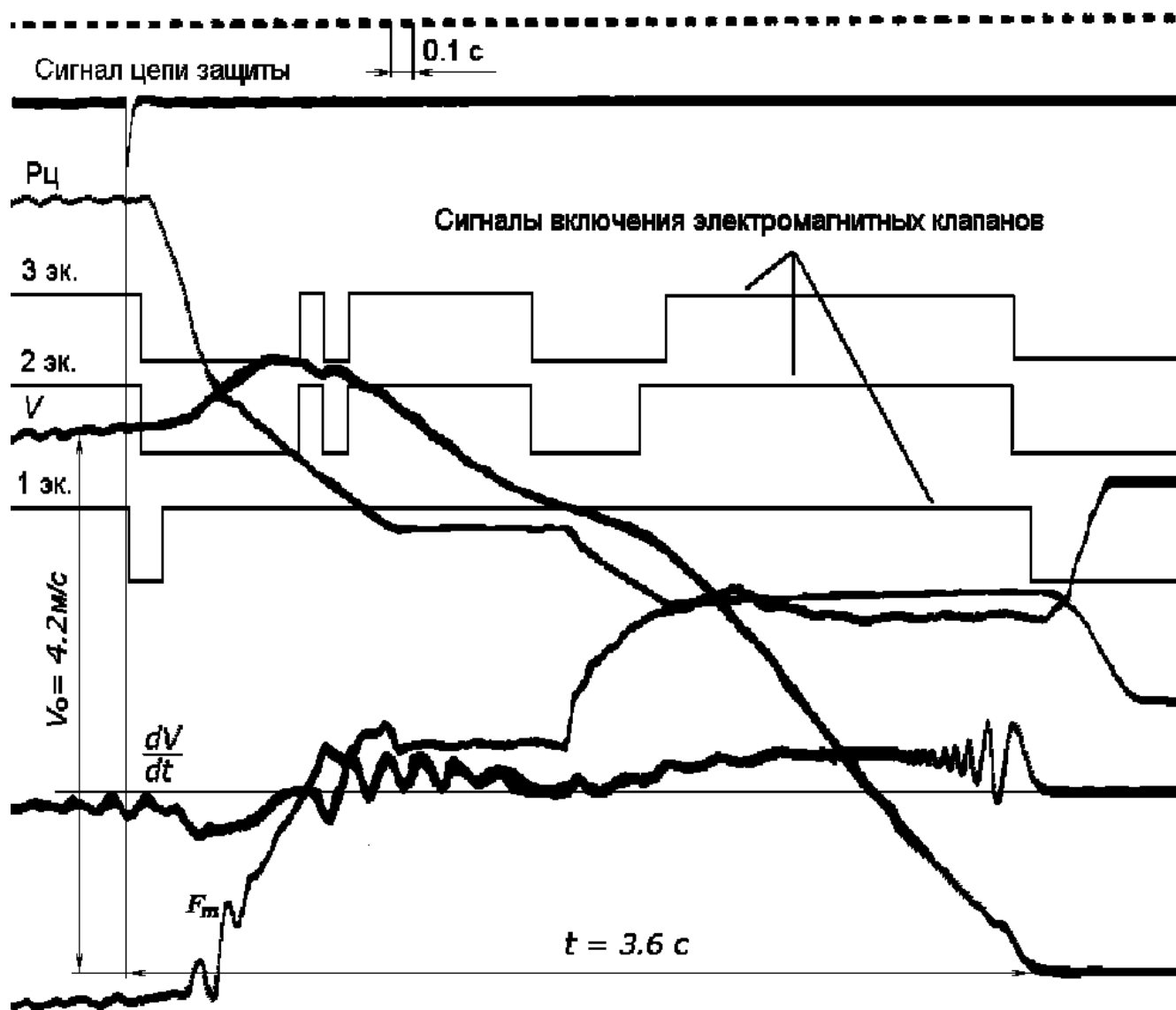
- а) спільну роботу 1, 2, і 3 клапанів;
- б) спільну роботу 2 і 3 клапана;
- в) роботі 3 клапана

Наприклад, характер сигналу уповільнення пояснює поведінку виконавчих механізмів, т. Е. Включення-виключення клапанів. Збільшення коливань сигналу в кінці

процесу пояснюється дифференцированием низькочастотного імпульсного сигналу переміщення. При спуску вантажу (рис. 2.4,*a*) відключення двигуна призводить до збільшення швидкості машини під дією вантажу і при досягненні гальмівним зусиллям величини, при якій зрівнюються статичне навантаження $F_{ст}$ і величина гальмівного зусилля F_t прискорення припиняється, швидкість стабілізується. При подальшому збільшенні гальмівного зусилля швидкість починає знижуватися, прискорення переходить в уповільнення і подальшого його збільшення. При досягненні заданого уповільнення клапан КРТ включається і випуск робочого тіла з циліндра припиняється, тиск у циліндрі і гальмівне зусилля стабілізуються, і відбувається рівнозамедлено режим гальмування. Цей процес триває аналогічно розглянутому раніше процесу при підйомі вантажу.

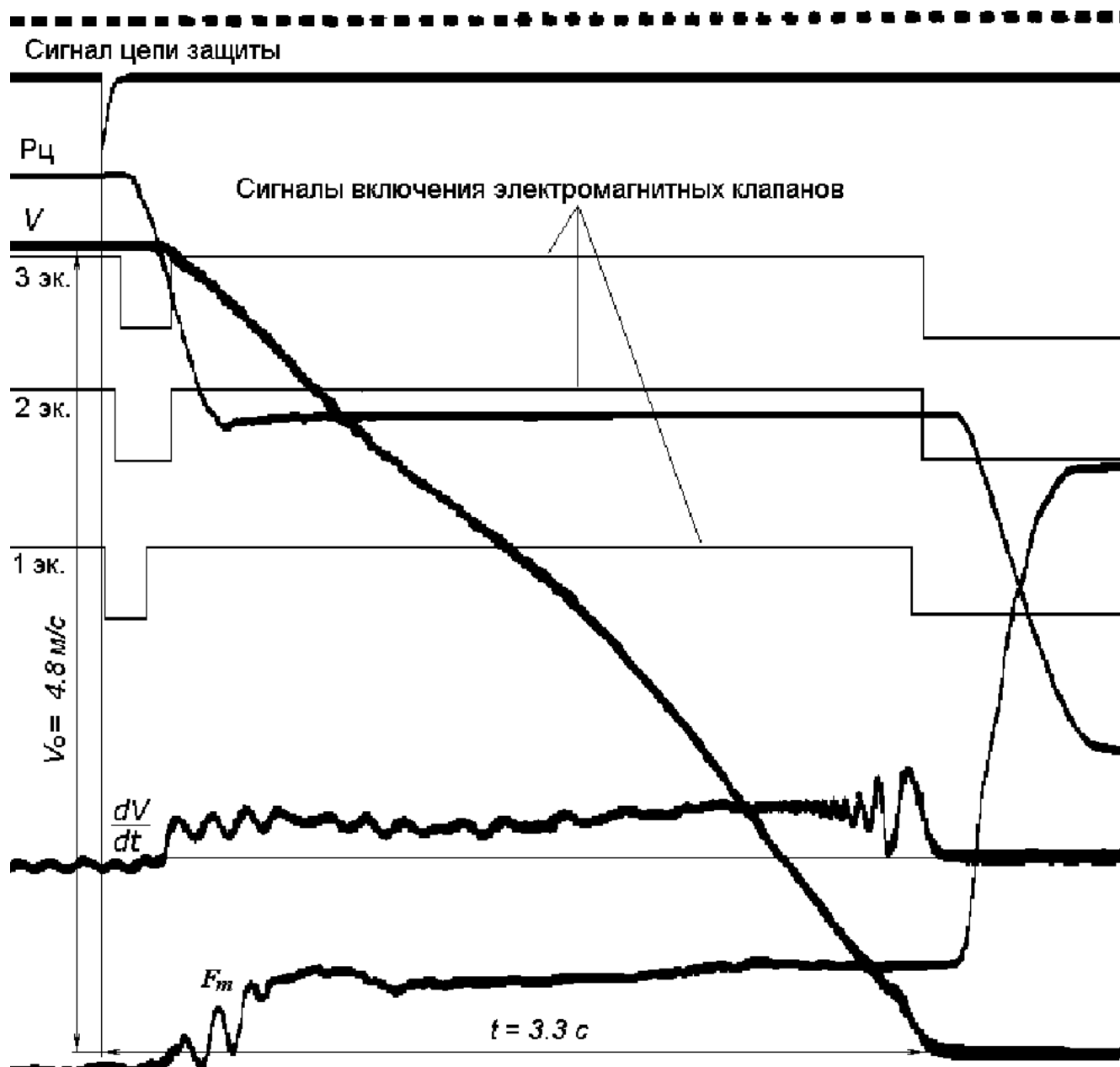
В процесі запобіжного гальмування в режимі підйому вантажу (рис. 2.4,*б*) при відключенні електродвигуна під впливом статичної навантаження встановлюється певний гальмівне зусилля, величина якого, як правило, незначна, і гальмування в цьому режимі відбувається за рахунок статичного навантаження, що збігається за знаком із знаком гальмівного зусилля.

Електромагнітний клапан 1 (КРТ), призначений для зменшення часу холостого ходу відключається короткочасно, робоче тіло виходить з гальмівного циліндра, тиск в ньому падає і з'являється гальмівне зусилля. У момент зіткнення гальмівних колодок виникають пружні коливання в гальмівній системі, які не позначаються на характеристиці швидкості. Т.к. задане уповільнення досягається швидко, то клапан КРТ почне працювати, а далі процес гальмування відбувається з постійним гальмівним зусиллям до досягнення дійсної швидкістю рівня, коли $V_d = v_{мін}$. При цьому вимикаються клапани, випускається залишився робоче тіло з гальмівного циліндра і відбувається стопоріння підйомної машини повним гальмівним зусиллям.



a)

Рис. 2.4,а – Осцилограмми випробувань автоматично регульованого запобіжного гальмування в режимі спуску партії навантажених вагонеток за допомогою системи АРЗГ на похилій ШПУ 1-3-2У шахти "Бутівка-Донецька"



б)

Рис. 2.4,б - Осцилограммы випробувань автоматично регульованого запобіжного гальмування в режимі підйому партії навантажених вагонеток за допомогою системи АРЗГ на похилій ШПУ 1-3-2У шахти "Бутівка-Донецька"

Аналіз отриманих під час промислових випробувань осцилограм показав, що значення середнього уповільнення в режимі підйому партії навантажених вагонеток становило $a_{дп} = 1,45 \text{ м/с}^2$, а в режимі спуску партії навантажених вагонеток - $a_{дс} = 1,15$

м/с^2 , при заданому значенні уповільнення $a_3 = 1,2 \text{ м/с}^2$. Час холостого ходу гальма $t_{\text{хх}} = 0,15\text{-}0,22\text{с}$. Час спрацювання гальма (досягнення гальмівним зусиллям значення що відповідає статичному навантаженню) $t_{\text{сп}} = 0,42\text{-}0,48 \text{ с}$. Це означає що умови Правил безпеки [1] виконуються повністю.

При цьому, аналізуючи осцилограми, можна відзначити наступне. Система АРЗГ зі зворотним зв'язком по уповільненню, в цілому, виконує свою функцію і регулює гальмівне зусилля в залежності від величини статичного навантаження. Однак в деяких випадках має місце не завжди виправдане, повторне регулювання, пов'язане з перемиканням клапанів. Це, зокрема, характерно для режиму спуску вантажу (див. рис 2.4, а). За характеристиками видно, що при роботі мають місце відключення - включення клапанів в початковій стадії гальмування, при наростанні гальмівного зусилля і далі в процесі гальмування знову відбувається регулювання гальмівного зусилля. Причини, за якими відбуваються ці спрацювання, мають різний характер. У першому випадку вони пояснюються впливом вібрацій, що виникають в підйомній установці в момент відключення двигуна, швидким зіткненням з барабаном гальмівних колодок, биттям шестерень в редукторі. Вплив цих високочастотних перешкод і способи боротьби з ними проаналізовані нижче. Спрацювання клапанів в другому випадку пояснюється впливом пружної частини системи. Для умов експерименту на даній підйомній установці, розрахункове значення періоду коливань склало 1,64 с. Це пояснює коливання швидкості в середній частині процесу, відповідне йому зниження уповільнення і спрацювання клапана для регулювання гальмівного зусилля.

При підйомі вантажу процес, як правило, не супроводжується повторними регулюваннями гальмівного зусилля, що пояснюється меншими динамічними навантаженнями, відповідністю знака статичного навантаження знаку гальмівного зусилля і меншим впливом механічного гальма на процес уповільнення.

Система АРЗГ була розроблена і створена на цифровій елементній базі. У процесі налагодження системи вибиралися і налаштовувалися оптимальні значення дросельних отворів електромагнітних клапанів, період квантування (вимірювання) дійсної швидкості і уповільнення, рівні порога уповільнення спрацювання, а також часи затримок

спрацьовування електромагнітних клапанів з метою підвищення завадостійкості системи регулювання.

При доопрацюванні системи за рекомендаціями МВК, спрямованої на підвищення її помехозащищенности, блок обробки інформації був вдосконалений на принципах, описаних в розділі 4, основою яких стало регулювання у функції заданої швидкості [85], [86], [133]. Вдосконалені зразки настановної серії апаратури були виготовлені за описаним принципом. Робота одного з них була досліджена на скиповом підйомі шахти "Северопесчанская" Богословського р / у ПО Уралруда (Росія). Об'єктом випробувань була багатоканатні ШПУ ЦШ4-4 з пружинно-пневматичним радіальним гальмом, технічні характеристики, якої багато в чому відповідали характеристикам підйому аналогічної підйомної установки ЦШ4-4Д з багатомодульним дисковим гальмом ш / у ім. 9-ї п'ятирічки ПО Советскуголь (результати дослідження системи АРЗГ, якій наведено в розділі 5.2.2). Отримані при цьому результати підтвердили технічні характеристики, задані технічним завданням, а внесені зміни поліпшили експлуатаційні характеристики системи АРЗГ.

Контрольні осцилограми автоматично регульованого запобіжного гальмування за допомогою вдосконаленої промислової системи АРЗГ, отримані під час налагоджувальних робіт на шахті "Северопесчанская" Богословського р/у ПО Уралруда, наведені на рис. 2.5.

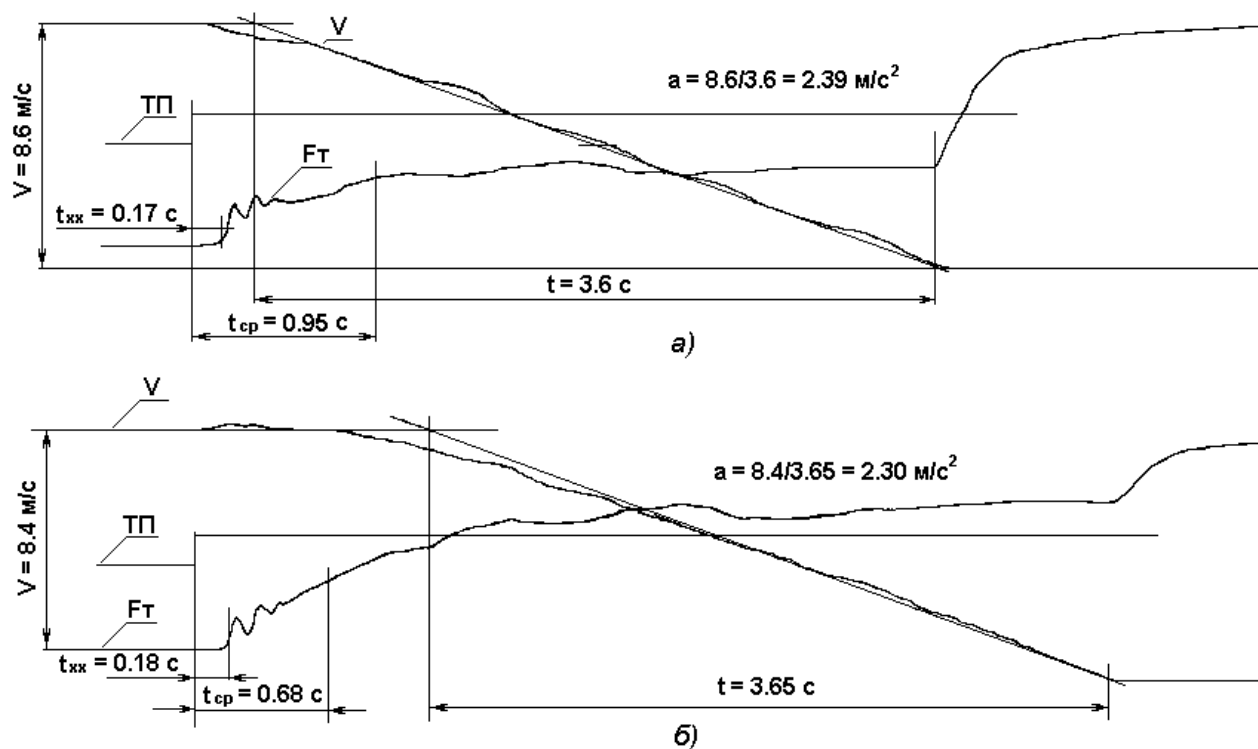


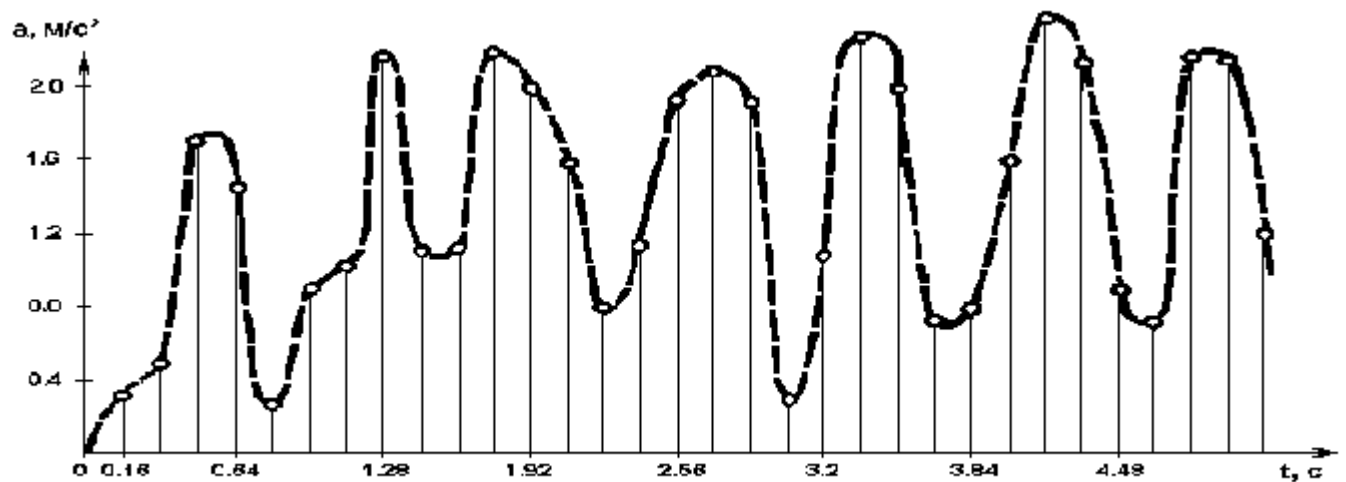
Рис. 2.5 - Осцилограми запобіжного гальмування системою АРЗГ ШПУ ЦШ4-4Р на шахті "Северопесчанская" Богословського р/у ПО Уралруда (Росія) при підйомі вантажу (а) і спуску противаги (б)

2.4. Дослідження системи АРЗГ з багатоступеневим дисковим гальмом в умовах промислових випробувань

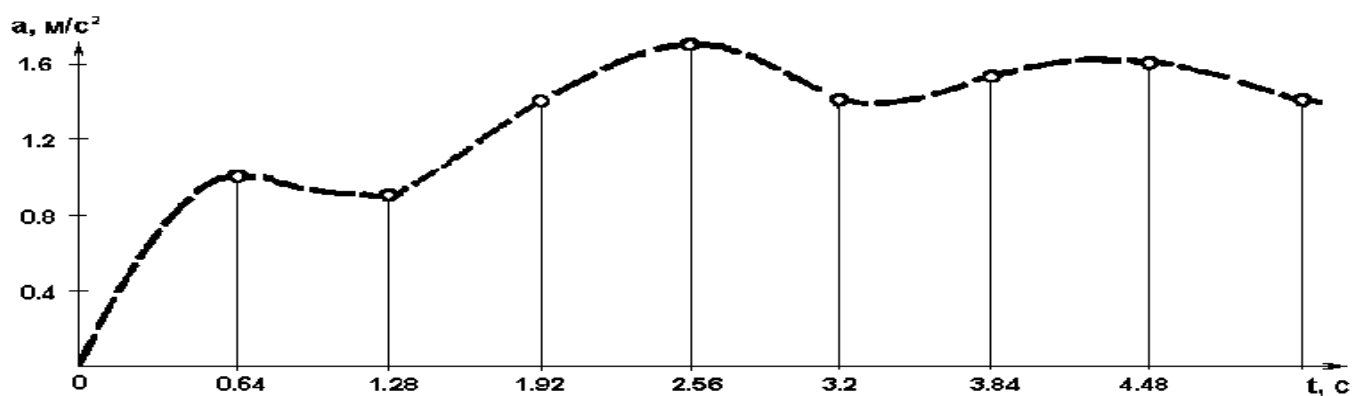
Застосування дискових багатоелементних гальм на шахтних підйомних установках підвищує швидкодію гальмівної системи, безпеку експлуатації, дозволяє уніфікувати конструкцію гальмівного пристрою. На скиповом підйомі ш/у ім. 9-ї п'ятирічки ПО Советскуголь проводилися промислові випробування першої вітчизняної серійної ШПУ ЦШ4-4Д з дисковими гальмами [96], [133]. Підймальна установка розроблена і виготовлена донецьким ПО "Донецькгірмаш", а система керування, в тому числі і дослідний зразок апаратури АРЗГ розроблені інститутом "АВТОМАТВУГЛЕРУДПРОМ" НВО Червоний металіст. В основу побудови системи АРЗГ був покладений той же принцип автоматично регульованого запобіжного гальмування з одностороннім регулюванням зусилля (на збільшення) до досягнення

заданого уповільнення. Як сигнал зворотного зв'язку використовувався сигнал дійсного уповільнення, отриманий шляхом подвійного диференціювання сигналу датчика колійних імпульсів. Особливістю підйомної установки з дисковим багатоступеневим гальмом, як об'єкта регулювання, було істотно високе значення мінімально регульованого гальмівного зусилля, т. К. Підйомна установка була обладнана вісьмома гальмівними модулями, що створюють в сукупності триразове статичну гальмівне зусилля $F_{ст}$. Отже, величина гальмівного зусилля створюваного одним модулем наближалася до $0,4F_{ст}$. Це зумовило роботу системи з перерегулюванням, навіть при низькій інерційності об'єкта регулювання. Тому, в цих умовах, отримання високої точності регулювання визначалося раціональним формуванням команд введення чергової групи модулів після закінчення перехідного процесу, викликаного введенням попередньої групи. Досвід, отриманий в ході попередніх досліджень, показав значення впливу високочастотних вібрацій в механічній частині системи на сигнал уповільнення. Тому для більш точного регулювання необхідно було користуватися середнім значенням вимірюваного дійсного уповільнення. Для цифрових систем таке усереднення виражається у виборі раціонального періоду квантування сигналу. В даному випадку ця раціональність полягає у виборі компромісного рішення, що враховує обов'язковість виконання вимог Правил безпеки, що стосується часу наростання гальмівного зусилля до величини, що відповідає одному статичному зусиллю і власних частотних властивостей системи підйому. Виходячи з цих умов, в процесі досліджень і розробки системи управління був прийнятий наступний алгоритм її роботи [96], [133]: 1) за сигналом спрацювання ланцюга захисту відразу вводиться в роботу перша група гальмівних елементів, призначених для врівноваження статичного навантаження, при забезпеченні необхідної швидкодії; 2) після закінчення перехідного процесу, викликаного включенням елементів першої групи за величиною неузгодженості заданого і дійсного уповільнення, формується керуючий вплив на включення чергової групи елементів, кількість яких пропорційно величині неузгодженості; 3) повторюється попередній пункт і заповнює недолік гальмівного зусилля; 4) при досягненні величини швидкості, при якій можливе накладення повного гальмівного зусилля включаються залишилися елементи. Для реалізації такого алгоритму були проведені експериментальні дослідження гальмівної

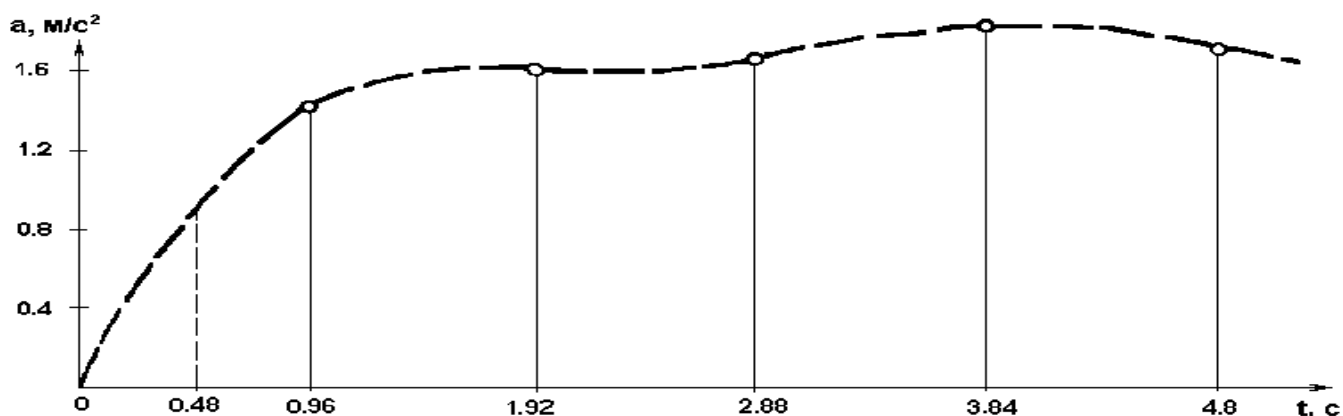
системи: перехідна характеристика, швидкодія спрацьовування модулів і т. П. Перехідні характеристики випробуваної ШПМ на вплив групи елементів з різними періодами квантування наведені на рис. 2.6.



a)



б)



в)

Рис. 2.6 - Перехідні характеристики уповільнення $a_0 = f(t)$, багатоканатної ШПУ ЦШ4-4Д скипового підйому ш/у 9-ї п'ятирічки ВО Советскуголь, при східчастому

накладанні гальмівного зусилля і різних інтервалах виміру (квантуванню): а) 0,16 с; б) 0,64 с; в) 0,96 с

Анализ характеристик позволил сделать следующие выводы:

при времени измерения (квантования) замедления менее 0,6 с резко падает точность, вызванная помехами при дифференцировании сигнала;

длительность переходного процесса для данной подъемной установки составляет величину более 2 с.

Для достижения приемлемой точности регулирования был выбран рациональный для данных условий период квантования, составляющий 0,64 с.

Дальнейшие исследования, проведенные в ходе испытаний подъемной установки, показали, что:

необходимая точность регулирования определяется количеством тормозных модулей и способом их введения;

для снижения динамических ударов, при ступенчатом наложении тормозных элементов, их необходимо вводить последовательно, с интервалом 0,1–0,2 с;

исключение дифференцирующего звена из цепи обратной связи и переход на регулирование в функции скорости позволяет улучшить помехоустойчивость системы.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗУПИНКИ ШПУ ПРИ ЗАПОБІЖНОМУ ГАЛЬМУВАННІ

Одним з методів досліджень процесів і систем є уявлення їх у вигляді моделей. При моделюванні системи автоматично регульованого запобіжного гальмування (АРЗГ), максимально близькою до реальної системи, виникають задачі моделювання динаміки окремих підсистем і їх взаємного впливу. Зокрема, приводу підйомної машини, пружною частини (канати), гальма, системи управління. Диференціальні рівняння, що описують динаміку системи зручно представляти у вигляді структурних схем, які зручні для програмування.

Створення систем АРЗГ показало ряд суперечливих вимог до них по швидкодії і безпеки запобіжного гальмування, пов'язаної з динамічними навантаженнями. Зокрема, деякі режими роботи багатоканатних ШПУ вимагають раціональних параметрів управляючих впливів на гальмівну систему, щоб не допустити перевантажень і прослизань канатів по шківів тертя. Це може бути забезпечено обмеженням амплітуд зусиль, що виникають в пружній частині підйому, і зокрема, в режимі спуску, при крайніх положеннях судин, коли довжина пружних гілок максимальна.

Отриманий при впровадженні систем АРЗГ досвід дозволив вибрати найбільш зручну методику математичного опису електромеханічних систем [1]. Експериментально отримані характеристики системи управління приводом гальма дозволили розробити повну універсальну модель системи ШПУ з АРЗГ для проведення подальших досліджень. Порівняльний аналіз характеристик комп'ютерної моделі з реальними системами наведено в [2].

Динаміка багатоканатні і похилого підйомів (рис.1.а, б) була представлена математичною моделлю ШПУ з системою АРЗГ і клапанним приводом запобіжного гальма у вигляді структурної схеми (рис.1.в). Модель універсальна і включає: підйомну машину (ПМ), її пружну частину, механічний гальмо, систему АРЗГ. ПМ моделюється інтегруючим ланкою, на входи якого надходить результуючий взаємодія зусиль,

гальмівного F_T , статичного навантаження $\pm F_{ст}$ і результуюче зусилля F_{1y} , що виникає в пружній частині системи при взаємодії зусиль в піднімається і опускається гілки. Вихідним параметром моделі є сигнал швидкості руху підйомної установки v . Пружна частина моделюється передавальними функціями $W_{yi}(p)$ прямий і зворотної гілок двохкінцевого підйому, пов'язаних (сполучених) між собою шківом тертя.

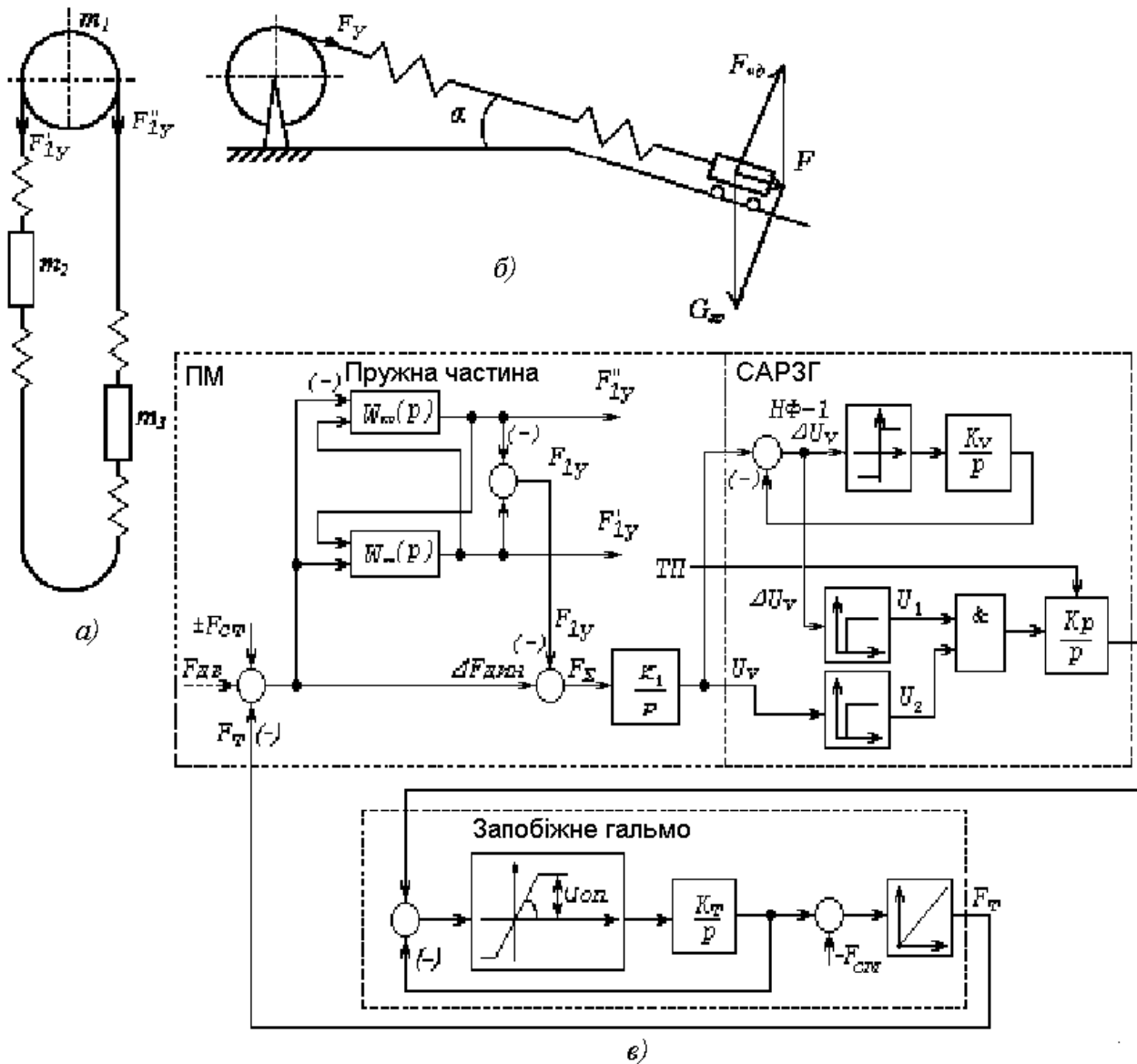


Рис. 3.1. Кінематичні схеми підйомів: вертикального врівноваженого (а), похилого (б) і їх узагальнення математична модель – структурна схема (в)

В результаті комп'ютерного моделювання запобіжного гальмування в режимі спуску вантажу (рис. 3.1) отримані діаграми: $V(t)$ - швидкість гальмування підйомної машини; $F_T(t)$ - гальмівне зусилля з жорстким стопорінням при досягненні мінімальної швидкості;

$F_y(t)$ - відповідне цьому режиму результуюче зусилля в пружній частині підйому; $F'_T(t)$, $F'_y(t)$ - то ж, при параболічній діаграмі швидкості на заключному ділянці гальмування.

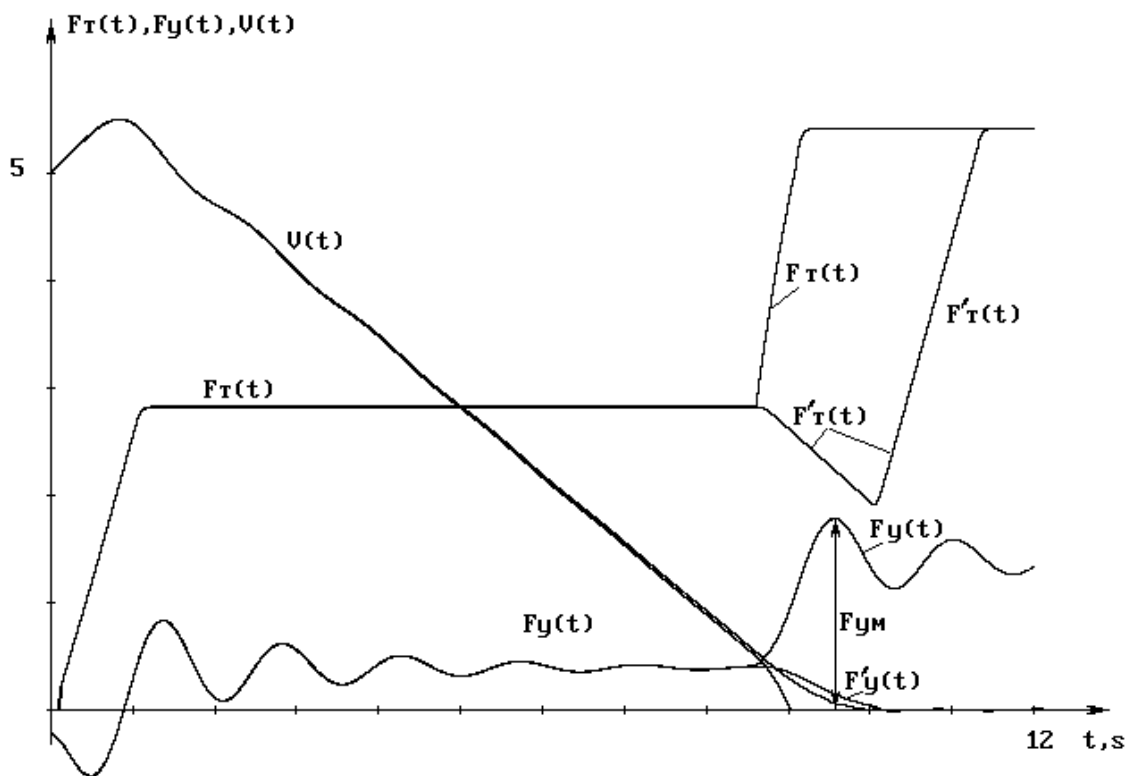


Рис. 3.2. Часові діаграми комп'ютерної моделі ШПУ з системою АРЗГ в режимі спуску вантажу

Вихідними даними для моделювання були прийняті параметри підйомної установки одноконцевого похилого підйому 1-3-2У шахти "Бутівка-Донецька" ВО Донецьквугілля, на якому проводилися промислові випробування першого дослідного зразка системи АРЗГ і був накопичений достатній експериментальний матеріал кількох варіантів систем в різних режимах роботи.

Як видно з діаграми найбільші динамічні перевантаження в пружній частині виникають в початковий момент гальмування при наростанні гальмівного зусилля до необхідного значення і в кінці, після досягнення мінімальної швидкості, коли зусилля в пружній частині досягають максимальної величини F_{yM} , при стопоренні машини. Це пояснюється ступінчастим зміною уповільнення, при якому не обмежується похідна уповільнення (ривок), в момент досягнення нульової швидкості. Для поліпшення динаміки необхідно обмежити похідну уповільнення зниженням його за лінійним

законом. У цьому випадку діаграма швидкості зміниться з лінійного на параболічний закон [3]. Щоб реалізувати цей спосіб необхідно, при досягненні мінімально безпечної швидкості (0.3-0.5 м/с) підйомної машини, короткочасно лінійно зменшити гальмівне зусилля до величини, не нижче статичного навантаження $F_{ст}(t)$. Це забезпечить параболічну діаграму і охоронить систему від коливань, пов'язаних з перерозподілом енергії між масами і пружними елементами системи і додасть перехідним процесам аперіодический характер. Після досягнення нульового уповільнення і швидкості гальмівне зусилля знову збільшується до максимуму, відповідного трьом статичним моментам. Такий режим істотно поліпшить довговічність обладнання та безпеку підйомної установки в цілому. Незначне збільшення часу запобіжного гальмування (на моделі - 1с) може бути враховано при налагодженні засобів захисту. На підставі проведених досліджень отримані наступні висновки: - динаміка електромеханічних систем підйому, при розробці адекватної, досить точної математичної моделі ефективно реалізується комп'ютерними засобами та дає великі можливості при дослідженні, як існуючих систем запобіжного гальмування, так і розроблюваних; - надійність і безпеку ШПУ, обладнаних системами АРЗГ, може бути істотно поліпшена, якщо на підставі досвіду їх експлуатації в Правила безпеки будуть внесені науково обґрунтовані вимоги, що враховують можливості АРЗГ знижувати динамічні перевантаження ШПУ.

ВИСНОВКИ

1. В роботі був проведений аналіз існуючої системи управління ШПУ в критичних умовах запобіжного гальмування. Досліджені можливості її удосконалення завдяки застосуванню сучасної вимірювальної та мікропроконтролерної техніки. Одночасно були здійснені заміни морально та фізично застарілих технічних засобів виміру та регулювання на сучасні цифрові на базі сучасної вимірювальної техніки.

2. Розглянуті електричні схеми управління підйомною системою, послідовність включення реле та датчиків руху в процесі гальмування ШПУ.

3. Були розглянуті особливості похилених і вертикальних підйомів, їх вимоги до керуючих впливів в процесі гальмування.

4. За допомогою математичних і цифрових моделей змодельовані динамічні характеристики запобіжних гальм. Отримані задовільні результати адекватності моделей, що дало можливість використання їх в загальній системі роботи гамівної системи в різних режимах.

5. Отримані корисні результати по визначенню резервів удосконалення систем АРЗГ з метою ефективного зменшення динамічних перевантажень в аварійних режимах роботи ШПУ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. – Інформ.-аналітичн. центр «ЛІГА», 2010. – 187 с.
2. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. – М. : Недра, 1976. – 303 с. 2
3. Васильев В. И. Применение нелинейных фильтров в системе управления предохранительным торможением подъемных установок / В. И. Васильев, Л. А. Козьякова, Е. И. Алтухов // Вестн. Киев. политехн. ин-та. Горная электромеханика и автоматика. - К.: 1984. – Вып. 15. – С. 13 – 15. 85
4. А.с. № 1296500 (СССР) Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Чермалых В. М., Васильев В. И., Матвиенко Н. П. // Открытия. Изобретения. - 1987. Бюл. № 10. 86
5. Васильев В. И. Пути снижения динамических нагрузок в канатах шахтных подъемных установок системами автоматически регулируемого предохранительного торможения / В. И. Васильев // Стальные канаты: Сб. науч. тр. / МАИСК. – Одесса: “Астропринт”, 2010, №8. – С. 18-29. 133
6. Литягин В. Ф. Построение системы управления предохранительным торможением ШПМ с многоступенчатым дисковым тормозом / В. Ф. Литягин, В. И. Васильев // Уголь Украины – 1989. – № 7. – С. 23 – 24. 96
7. Степанов А.Г. Аварийное торможение подъемных установок сверхглубоких шахт. Горное оборудование и электромеханика №7, 2014 г., с. 33-41.
8. 10 Самых глубоких шахт мира. <https://toprating.in.ua/10-samyh-glubokih-shaht/>
9. Klaus Kacy. Brake Control Strategy Reducing After-Stop Conveyance Oscillation. Hoist and Haul. 2010. International Conference on Hoisting and Haulage. Las Vegas, Nevada, United States.
10. http://books.google.com/books?id=Urou-xPKtEkC&printsec=frontcover&source=gb_s_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false

11. Васильев В.И. Компьютерное моделирование предохранительного торможения шахтной подъемной установки / В.И. Васильев // АСУ и приборы автоматики: Всеукр. межвед. н.-техн. сб. – 2002. – Вып. 121. – С. 48-51.
12. Васильев В.И. Выбор рациональных законов управления методом цифрового моделирования / В.И. Васильев // Сб. научных трудов по материалам 8-й Международной научной конференции “Теория и техника передачи, приема и обработки информации” “ИИСТ-2002” – 17-19 сентября 2002 г.:– Харьков: ХНУРЭ, 2002. – С. 429-431.
13. Чермалых В. М. Многоканальная система оптимального управления / В. М. Чермалых, Н. Ю. Борисюк, А. В. Чермалых // Вестн. Киев. политехн. ин-та. Горная электромеханика и автоматика., К., 1982, вып. 13. – С. 3 – 6. 110
14. Васильев В.И. Компьютерное исследование динамики останова ШПУ при предохранительном торможении / В. И. Васильев // Вісник Сум ДУ. Серія Технічні науки, 2011, №1 – С. 84-88.
15. Васильев В.И. Компенсация нелинейной петлевой инерционности для систем предохранительного торможения шахтных подъемных установок / В. И. Васильев // Вісник Національного технічного університету України “КПІ”. Серія – Радіотехніка. Радіоапаратобудування, 2012. – вип. 48. – С. 126-133.
16. Киричок Ю.Г. Привод шахтных подъемных установок большой мощности / Ю. Г. Киричок, В.М. Чермалых // – М. : Недра, 1972. – 336 с. 20
17. Беликов Н.Л. Динамические явления при регулируемом предохранительном торможении / Н. Л. Беликов, В. И. Васильев, С. Н. Шапочка, И. Е. Траубе // Уголь Украины – 1983. – № 1. – С. 26 – 27. 44
18. Протокол осциллографирования режимов предохранительного торможения подъемной машины 1 × 3х2У с АРПТ к "Акту приемки комплекса автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных машин (АРПТ)". ПО Донецкгормаш. 40 Донецк, 13.09.1983 г.
19. Траубе Е.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Е.С. Траубе, И.С. Найденко // – М. : Недра, 1980, – 256 с. 3

20. Barkand T.D. Investigation of the accident and installation and testing of dynamic braking on the main elevator at Duquesne Light, Warwick Mine, #3 North Portal / T.D. Barkand // MSHA. Mine Electrical Systems Division Investigative Report C-052287-12. May 1987. URL: <http://www.msha.gov/>
21. Barkand T.D. Emergency braking systems for mine hoists / T. D. Barkand // MSHA. United States Department of the Interior. Bureau of Mines. Mineral Commodity Summaries 1992. p.5. U.S. Government Printing Office. 1992-619-434/41349. URL: <http://www.msha.gov/s&hinfo/techrpt/hoist/paper6.htm>
22. Краскевич В. Е. Численные методы в инженерных исследованиях / В. Е. Краскевич, К. Х. Зеленский, В. И. Гречко //– К. : Вища школа, 1986, – 263 с.
23. Чермалых В.М. Исследование сложных электромеханических систем. – Киев, КПИ, 1979. – 63 с;
24. Васильев В.И. Компьютерное моделирование предохранительного торможения шахтной подъемной установки // АСУ и приборы автоматики: Всеукр. межвед. н.-техн. сб. – 2002. – Вып. 121. – С. 48-51.
25. А.с. № 1447743 СССР, МКИ В 66 В 5/00 /Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины./Васильев В.И., Дубовик В.Г., Чермалых В. М. Открытия. Изобретения.- 1988. - № 48.