

Сертифікація, стандартизація, якість

УДК 622.242

ПАРАМЕТРИ ПІДЙОМНОГО КОМПЛЕКСУ МОБІЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ БУРІННЯ І РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

Є.І.Крижанівський, Ю.В.Міронов

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42464
e-mail: admin@ifdtung.if.ua

По результатам статистического анализа паспортных данных мобильных установок для бурения и ремонта скважин, которыми представлена номенклатура современного мирового производства, установлено зависимости основных параметров их подъёмных комплексов от главного параметра назначения - допустимой нагрузки на подъёмный крюк. Полученные зависимости найдут своё применение в проектировании новых моделей установок, их сертификации, разработке параметрического ряда, создании нормативных документов.

By results of the statistical analysis of technic data of mobile drilling/workover rigs representing nomenclature of modern world production it is established dependences of basic ratings of their hoists: string-up, wire-rope, drawworks, their brakes as fuctions of on the main assignment parametera safe load on hook. The obtained dependences will find application in new rigs designing, their certification and qualimetric problems solution.

В попередній публікації співавторів [1] визначено допустиме навантаження на підйомний гак, умовна глибина буріння та потужність привода підйомного комплексу мобільних установок різних класів для буріння і ремонту свердловин. Ці головні класифікаційні параметри є необхідними, але недостатніми для проектування високопродуктивних підйомних комплексів з параметрами, що відповідають сучасному світовому технічному рівню. З одного боку, очевидне існування нагальної потреби України в комплектації парку мобільними установками, з іншого – доведено недоцільність застосування нормативів стандарту [2] в проектуванні нових установок і неможливість використання серійних установок, що нині виготовляються в Росії як прототипів. Два зазначених чинники надають проблемі визначення параметрів підйомного комплексу актуальності. Вирішенню цієї проблеми присвячене описане нижче дослідження, узагальненою метою якого є розробка науково-теоретичного підґрунтя для створення вітчизняних мобільних установок і освоєння їх власного серійного виробництва в Україні.

Об'єктом дослідження обрано параметри підйомних комплексів мобільних установок з такого переліку: кратність оснастки талевої системи $u_{тс}$, діаметр талевого каната $d_{к}$, діаметр

шківів талевої системи $D_{кш}$, розміри підйомного барабана бурової лебідки $D_б$ і $L_б$, розміри гальмівних шківів підйомного вала $D_{гш}$, $V_{гк}$ і площа контактної поверхні S головного механічного гальма, швидкості підйому гака $V_г$, діапазон регулювання швидкісного режиму R . Метою дослідження обрано виявлення залежностей перелічених показників від параметрів призначення. Близькі за змістом дослідження проведено НДІВажМаш Уралмашзаводу [3], але їх виконано за суттєво вужчим переліком показників, за набагато меншою та нині застарілою інформаційною базою та виключно для стаціонарних установок експлуатаційного та глибокого розвідувального буріння. З двох параметрів призначення – умовної глибини буріння $L_{ум}$ і допустимого навантаження на підйомний гак $P_{гдоп}$ перший призначається розробниками і виробниками довільним чином, не завжди об'єктивно і адекватно [4], в кращому випадку його пов'язано з місткістю підсвічників. На відміну від $L_{ум}$ показник $P_{гдоп}$ завжди підтверджується розрахунками на міцність та витривалість усіх компонентів підйомного комплексу, що надає йому об'єктивності та обґрунтованості. З викладеного впливає доцільність встановлення залежностей перелічених параметрів $u_{тс}$, $d_{к}$, $D_{кш}$, $D_б$, $L_б$, $D_{гш}$, $V_{гк}$, S , $V_г$ і R від допустимого

Таблиця 1 — Розподіл сукупності розглянутих моделей мобільних установок за класами

Клас установки	1	2	3	4	5	6	7
Допустиме навантаження $P_{гдоп}$, кН	600	800	1000	1250	1600	1800	>1800
Число моделей сукупності в класі	12	18	16	17	26	13	12

навантаження на підйомний гак $P_{гдоп}$ як таких, що мають більшу наукову достовірність та незаперечну практичну застосовність при проектуванні.

Інформаційним забезпеченням дослідження послужила сукупність паспортних показників (за наведеним вище переліком) підйомних комплексів 126 сучасних серійних моделей і модифікацій мобільних установок американського, канадського, російського та румунського виробництва [5]. З розгляду виключено установки з електроприводом (6 моделей) та російські установки (6 моделей) через вузьку номенклатуру виробництва останніх, обмежений досвід їх створення, нещодавню відсутність конкурентної стимуляції їх вдосконалення. Утворена вибірка названих показників являє собою матрицю, в якій рядок відповідає одній з 114 залишених до розгляду моделей, а 20 стовпців містять чисельні значення параметрів призначення установок та досліджуваних параметрів їх підйомних комплексів, вона адекватно віддзеркалює сучасну номенклатуру світового виробництва за нечисленними і несуттєвими вилученнями. До розгляду прийнято моделі з модифікації установок, що нині перебувають у серійному виробництві у розробника або власника ліцензій.

За головним параметром призначення — допустимим навантаженням на підйомний гак $P_{гдоп}$ — сукупність розглянутих моделей установок не вписується у регламентовану стандартом [2] класифікацію, тому на заміну встановленого [2] запропоновано модифікований параметричний ряд вантажопідйомностей, побудований з незначними відхиленнями від класичних засад: $P_{гдоп} = 600; 800; 1000; 1250; 1600; 1800; >1800$ кН, до останнього класу включено моделі з $P_{гдоп}$ в межах від 1800 до 3400 кН. Розподіл досліджуваних моделей установок за класами наведено в таблиці 1.

Збільшення кратності оснастки талевої системи, з одного боку, дає змогу використовувати талеві канати, канатні шківів, підйомний барабан меншого діаметра і цим поліпшити динаміку підйомного комплексу, з іншого боку, — збільшує потрібну довжину каната, число його перегинів на канатних шківів, зменшує довговічність каната. Наведений перелік переваг і недоліків дає підстави припускати існування оптимуму, що характеризується критерієм мінімальної витрати каната на одиницю виконаної ним роботи. Другим припущенням є те, що довготривалий досвід проектування, виготовлення та експлуатації мобільних установок сучасних серійних моделей був шляхом наближення до такого оптимуму, віддзеркаленням якого є середньостатистичний рівень. Такий підхід є спільним для всіх розглянутих нижче

параметрів. Математичною обробкою двомірної вибірки $P_{гдоп}$, $u_{тс}$ встановлено, що статистична залежність $u_{тс} = f(P_{гдоп})$ найкращим чином і з найменшим середньоквадратичним відхиленням апроксимується рівнянням (1). У ньому тут і надалі $|P_{гдоп}| = \text{кН}$.

$$u_{тс} = 4,14 \cdot \ln(P_{гдоп}) - 21,7. \quad (1)$$

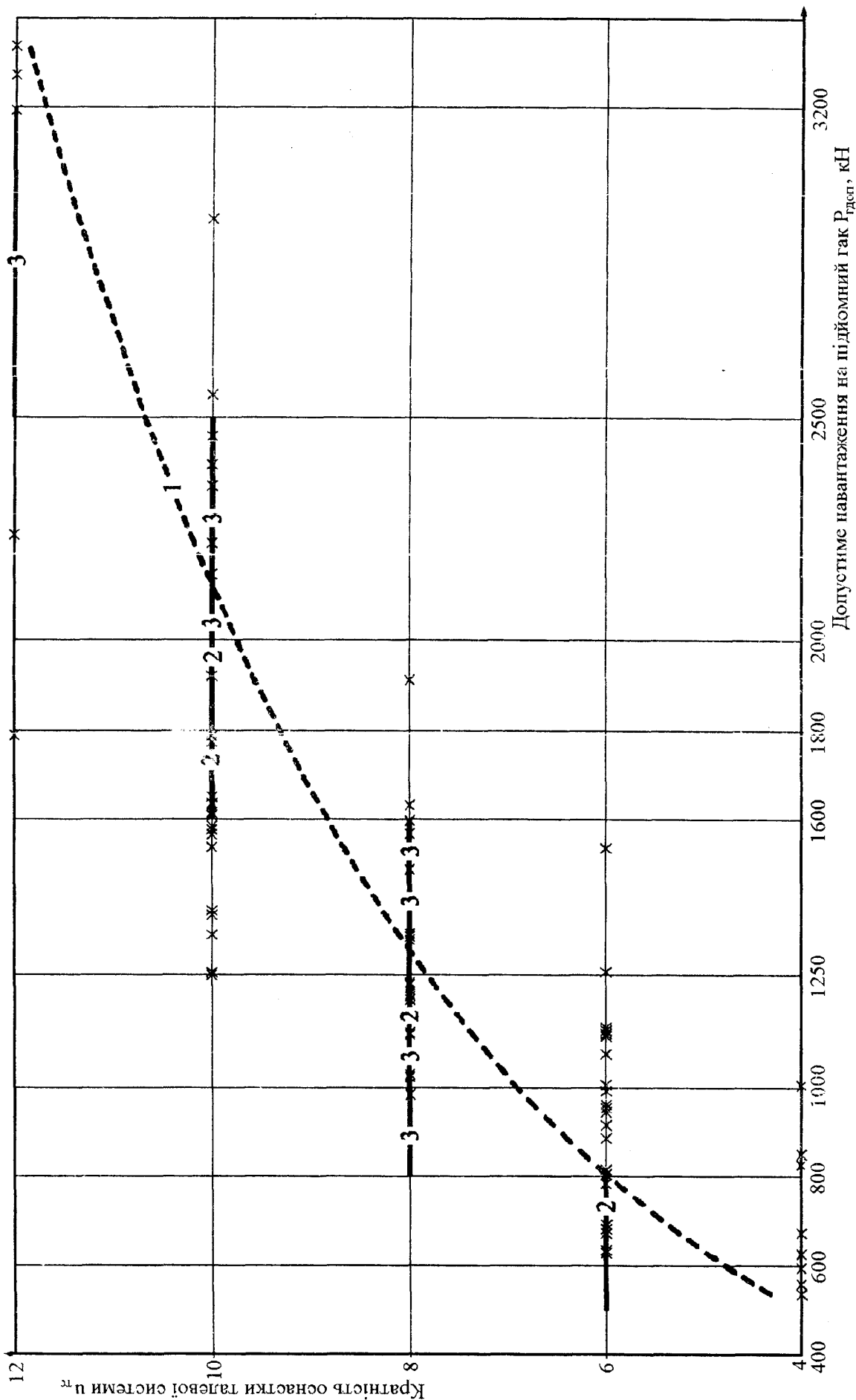
Графік цієї залежності наведено на рис. 1, там же для порівняння представлено нормативні вимоги, регламентовані стандартами [2, 6]. З рис. 1 є очевидною значна дисперсія значень $P_{гдоп}$ при $u_{тс} = \text{item}$, відносні відхилення сягають 200%, що вказує на широку міжкласову уніфікацію, відсутність єдиного підходу до вирішення проблем проектування підйомних комплексів та підтверджує актуальність проводжуваного дослідження. Кратність оснастки талевої системи $u_{тс}$ за визначенням може мати тільки цілі парні чисельні значення, їх обчислено за рівнянням (1), заокруглено за названою умовою та вміщено до таблиці 2.

Діаметр талевого каната d_k визначається розрахунком за заданою вантажопідйомністю $P_{гдоп}$ і вибраною кратністю оснастки талевої системи $u_{тс}$, виходячи зі стандартизованої агрегатної міцності каната і відношення $D_{кш}/d_k$. Однак існування доведеної вище суб'єктивності вибору $u_{тс}$ ускладнює розв'язання задачі розрахунковим шляхом, тому її розв'язано методами статистичного аналізу. З їх застосуванням встановлено, що залежність $d_k = f(P_{гдоп})$ апроксимується рівнянням (2), якому $|d_k| = \text{мм}$

$$d_k = 16,2 + 0,3 \cdot (P_{гдоп})^{0,5}. \quad (2)$$

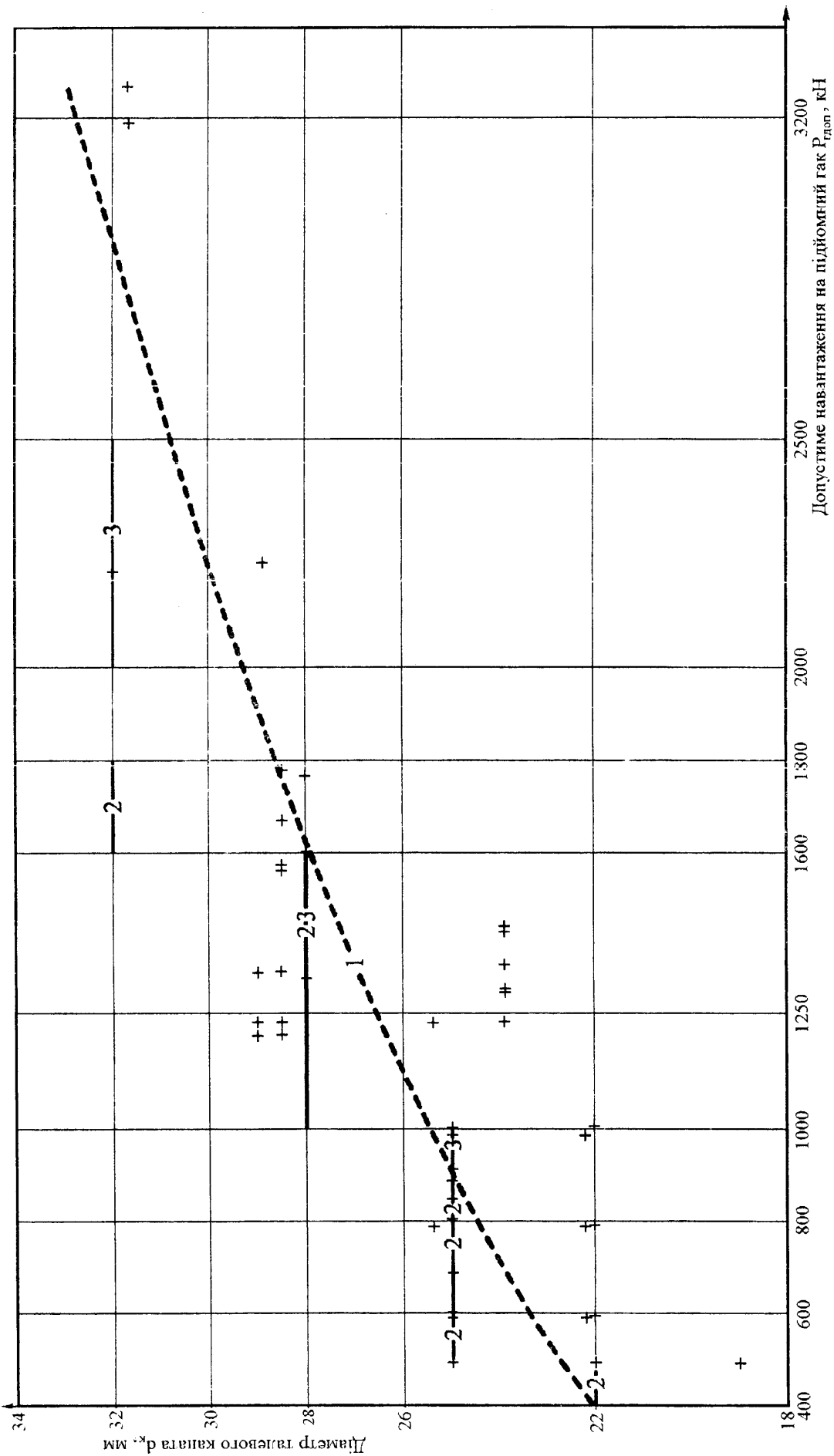
Графік віднайдені залежності (2) наведено на рис. 2, там же для порівняння відображено вимоги стандартів [2, 6]. Діаметр талевого каната d_k не може мати чисельних значень, відмінних від встановлених чинним в Україні стандартом [7] або відповідними стандартами інших країн-виробників (API St.9A), використаня виготовлених на спецзамовлення талевих канатів із позастандартними параметрами є економічно недоцільним. Рекомендовані діаметри канатів d_k , обчислені для установок усіх класів за рівнянням (2) і з врахуванням стандартної регламентації їх чисельних значень, вміщено в таблицю 2.

Діаметр $D_{кш}$ канатних шківів талевої системи, як і розглянуті вище параметри, є об'єктом альтернативного вибору та оптимізації. Збільшення $D_{кш}$ зменшує напруження згину в талевих канатах, завдяки чому зростає їх витривалість, але при цьому зростає момент інерції шківів, що спричиняє прискорене спрацювання дротин зовнішнього шару сталок каната.



1 - апроксимуюча функція середньостатистичного рівня. x - фактичні паспортні дані сукупності досліджених моделей установок;
 2 - нормативні вимоги за стандартом STAS 6234-87; 3 - нормативні вимоги за стандартом ГОСТ 16293-89

Рисунок 1 — Залежність кратності мобільних установок для буріння і ремонту свердловин від допустимого навантаження на гак



1 — апроксимуюча функція середньостатистичного рівня; + — фактичні паспортні дані сукупності досліджених моделей установок; 2 — нормативні вимоги за стандартом STAS 6234-87; 3 — нормативні вимоги за стандартом ГОСТ 16293-89;

Рисунок 2 — Залежність діаметра талевго каната мобільних установок для буріння і ремонту свердловин від допустимого навантаження на гак

Таблиця 2 – Рекомендовані значення параметрів підйомного комплексу

Показники та одиниці їх виміру	Чисельні значення показників по класах установок								
	600	800	1000	1250	1600	1800	2000	2500	3200
1 Кратність оснастки $u_{тс}$	4	6	6	8	8	10	10	10	12
2 Діаметр каната d_k , мм	22	25	26 ^{*)}	28	28	29 ^{*)}	29 ^{*)}	32	32
3 Діаметр канатних шківів $D_{кш}$:									
– „швидких”, мм	690	760	800	860	915	915	970	1070	1070
– проміжних, мм	610	635	680	720	760	800	860	970	970
4 Діаметр барабана D_6 , мм	390	415	440	470	500	525	550	580	635
5 Довжина барабана L_6 , мм	935	946	959	979	1015	1039	1067	1147	1290
6 Діаметр шківів гальма $D_{гш}$, мм	965	1015	1050	1090	1130	1150	1165	1200	1240
7 Ширина колодок $B_{гк}$, мм	235	260	270	285	290	300	300	310	325
8 Площа поверхні гальм S , м ²	1,30	1,50	1,60	1,80	1,90	2,00	2,05	2,20	2,35

Примітка. Канати діаметрів d_k , не передбачених стандартом [7], відмічено знаком *).

Заслугує на увагу той факт, що, жертвуючи взаємозамінністю та уніфікацією, більшість виробників мобільних установок покращує умови роботи талевих канатів шляхом збільшення діаметра „швидкого” шківа, через який проходить тягова гілка каната з підйомного барабана лебідки при меншому діаметрі решти (проміжних) шківів. Прийнятність та ефективність такого конструктивного рішення для умов власного виробництва і експлуатації мобільних установок в Україні з'ясується з часом. Дослідження проведено окремо для „швидких” та проміжних шківів. Вже при перегляді вихідної інформації виявлено, що варіаційний ряд паспортних чисельних значень $D_{кш}$ набагато ширший від нормативного, встановленого стандартом ГОСТ 17326-71, що потребує його перегляду для реалізації викладених нижче рекомендацій.

Встановлено, що залежності $D_{кш} = f(P_{гдоп})$ для „швидких” і проміжних канатних шківів талевих систем описуються рівняннями (3) і (4) відповідно ($|D_{кш}| = \text{мм}$)

$$D_{кш} = 230,7 \cdot \ln(P_{гдоп}) - 785, \quad (3)$$

$$D_{кш} = (19,4 + 0,21 \cdot (P_{гдоп})^{0,5})^2. \quad (4)$$

Графіки функцій (3, 4) зображено на рис. 3. Заокруглені рекомендовані чисельні значення $D_{кш}$, які відповідають середньостатистичному рівню для установок усіх класів, наведено в табл. 2.

Переважає більшість світових виробників мобільних установок в стандартній комплектації пропонують однобарабанні бурові лебідки, вузли тартальних барабанів постачаються на замовлення, конструкція лебідок допускає оснащення тартальними барабанами без переробки, двобарабанні лебідки складають невелику частку в номенклатурі виробництва.

При проектуванні підйомних комплексів розміри підйомного барабана бурової лебідки – його діаметр D_6 і довжина L_6 визначаються, виходячи з численних умов:

• достатньої канатомісткості по канату діаметром d_k при вибраних кратності оснастки $u_{тс}$,

довжині свічки $l_{об}$ і числі шарів намотування $z_{ш}$ каната на барабан;

- досягнення регламентованої швидкості підйому гака – намотування талевого каната;
- обмеження кута девіації тягової гілки при заданій висоті вежі;
- обмеження обертового моменту на підйомному валі.

Вплив названих чинників неадитивний, у частині з них – суперечливий. Збільшення діаметра барабана D_6 покращує умови намотування каната, зменшуючи число його шарів та напруження згину, одночасно погіршуючи динаміку через збільшення моменту інерції та необхідного гальмівного моменту. Збільшена довжина барабана L_6 покращує умови намотування каната через зменшення числа шарів і погіршує їх через зростання осьової складової реакції барабана у його реборд. Розв'язок багатofакторної задачі оптимізації розмірів барабана аналітичним шляхом ускладнюється невизначеністю критерію оптимуму і обмежень зони його пошуку, статистичний метод дає простий, придатний до практичного використання результат. Відшукані ним залежності діаметра і довжини барабана від допустимого навантаження на гак мають такий вигляд ($|D_6| = |L_6| = \text{мм}$):

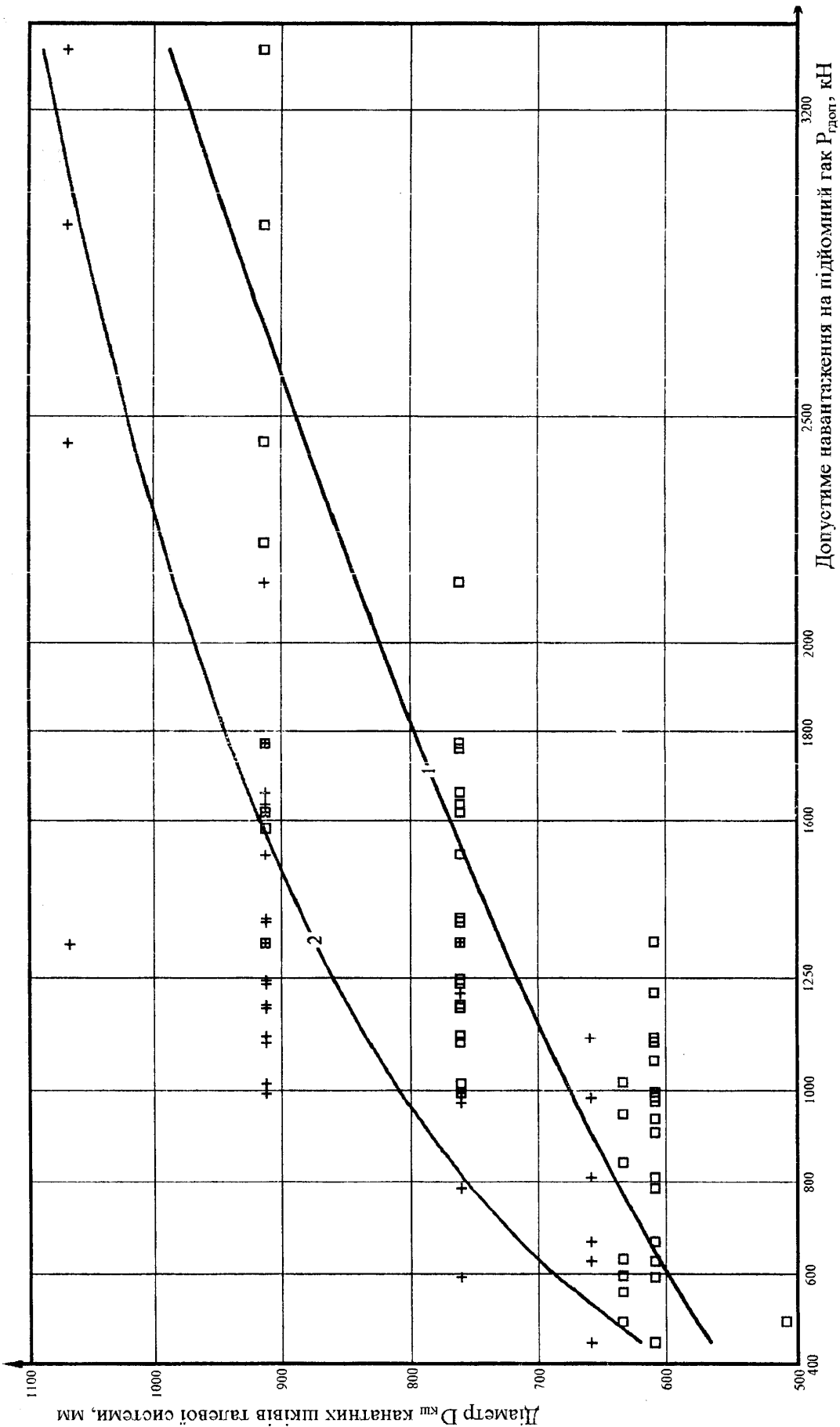
$$D_6 = [15,6 + 0,17 \cdot (P_{гдоп})^{0,5}]^2, \quad (4)$$

$$L_6 = 923 + 3,59 \cdot 10^{-5} \cdot P_{гдоп}^2. \quad (5)$$

Графіки функцій (4, 5) наведено на рис. 4. Вони уможливають графічне визначення показників D_6 , L_6 графічним методом для довільних значень $P_{гдоп}$. Чисельні значення D_6 , L_6 , розраховані за рівняннями (4, 5), вміщено в табл. 2.

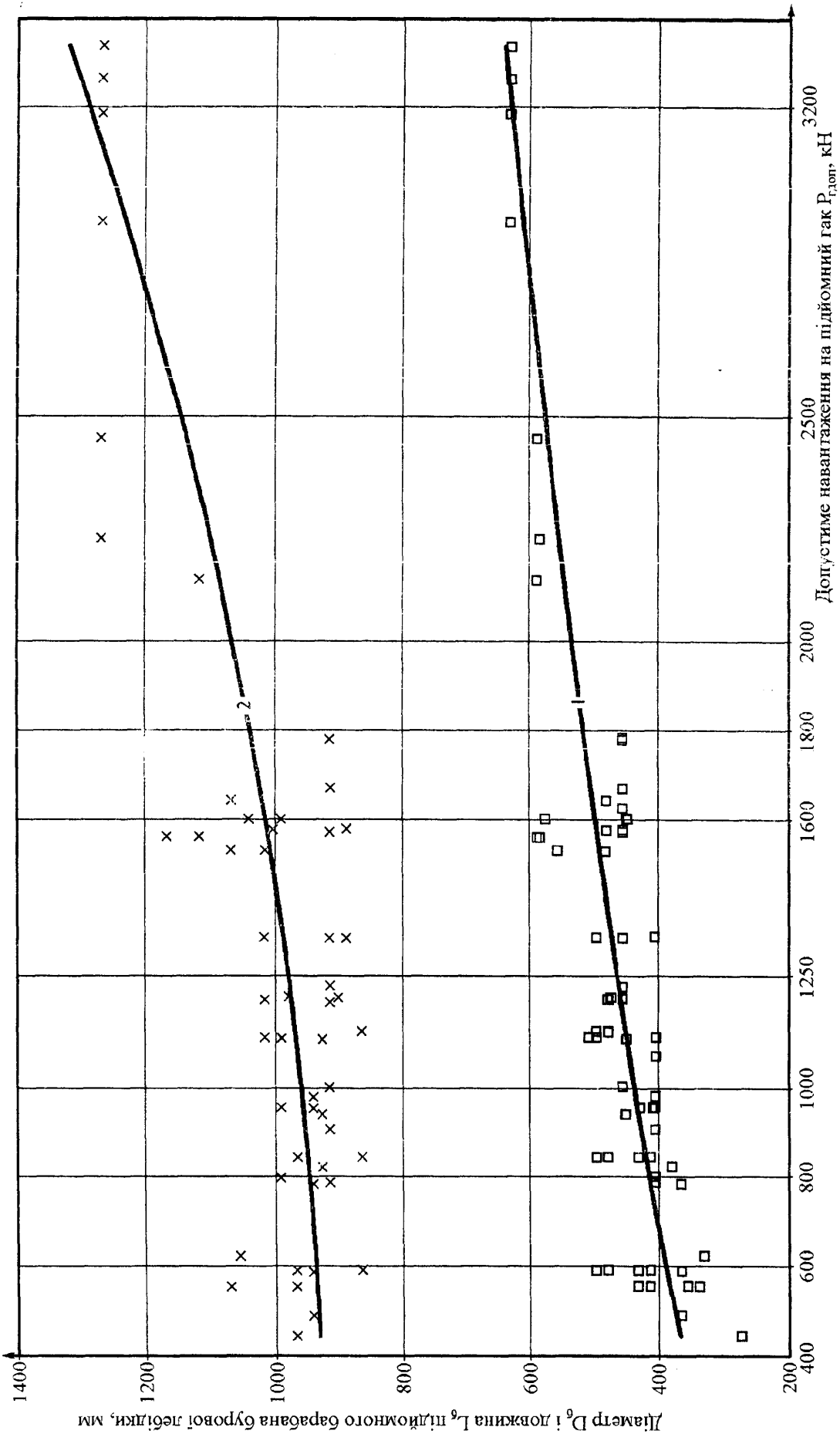
Більшість моделей бурових лебідок комплектується підйомними барабанами, оснащеними рифленими накладками Lebus для поліпшення умов намотування талевого каната.

Вище відзначено вплив розмірів $D_{кш}$ і D_6 на довговічність талевого каната діаметром d_k . Дані табл. 2, що віддзеркалюють світовий досвід, дають можливість встановити такі межі: $25,4 \leq D_{кш}/d_k \leq 30,3$ і $30,4 \leq D_{кш}/d_k \leq 33,4$ для



1 – апроксимуюча функція залежності діаметра проміжних шківів; □ – паспортні значення діаметра проміжних шківів;
 2 – апроксимуюча функція залежності діаметра "швидких" шківів; + – паспортні значення діаметра "швидких" шківів;

Рисунок 3 — Залежність діаметра канатних шківів в талевих системах мобільних установок для буріння і ремонту свердловин від допустимого навантаження на гак



1 — апроксимуюча функція залежності діаметра барабана, \square — паспортні значення діаметра барабана;
 2 — апроксимуюча функція залежності довжини барабана, \times — паспортні значення довжини барабана;

Рисунок 4 — Залежність розмірів підйомного барабана бурових леблук мобільних установок для буріння і ремонту свердловин від допустимого навантаження на гак

проміжних і „швидких” шківів кронблока відповідно; $16,8 \leq D_6/d_k \leq 19,8$ – для підйомного барабана бурової лебідки. Наведені співвідношення суттєво менші, ніж реалізовані у вітчизняній практиці, з чого слід зробити висновок стосовно необхідності оснащення мобільних установок власного виробництва гнучкішими, ніж передбачено стандартом [7], талевими канатами, наприклад, типу „roversteel”.

Головні механічні фрикційні гальма бурових лебідок є найбільш відповідальним і найменш довговічним їх вузлом. Переважну більшість лебідок в мобільних установках оснащено барабанными стрічково-колодковими або стрічковими гальмами з досконалою системою керування, яка дає змогу реалізувати контакт колодок зі шківом на дузі до 330° . Гальма охолоджуються водою: в лебідках невеликої потужності (до 400 кВт) – розприскуванням, в більш потужних – циркуляцією. Дискові гальма підйомного і тартального барабанів виявлено лише в лебідках двох моделей. Хоча переваги дискових гальм дають можливість прогнозувати перспективне оснащення ними усіх лебідок, наявна у авторів інформація є недостатньо репрезентативною і тому не дає змоги опрацювати обґрунтовані рекомендації стосовно їх параметрів. Для барабанных гальм віднайдено залежності діаметра гальмівних шківів $D_{гш}$, ширини гальмівних колодок $B_{гк}$ і площі гальмівної поверхні S від допустимого навантаження на підйомний гак $P_{гдоп}$, які апроксимуються рівняннями (6-8) відповідно ($|D_{гш}| = |B_{гк}| = \text{мм}$, $|S| = \text{м}^2$)

$$D_{гш} = 166 \cdot \ln(P_{гдоп}) - 96,3; \quad (6)$$

$$B_{гк} = 326,1 - 54360 / P_{гдоп}; \quad (7)$$

$$S = 0,608 \cdot \ln(P_{гдоп}) - 2,57. \quad (8)$$

Графіки функцій (6-8) наведено на рис. 5, 6, розраховані за ними чисельні значення $D_{гш}$, $B_{гк}$ і S містяться в табл. 2.

Бурові лебідки оснащуються малогабаритними допоміжними гідродинамічними гальмами однороторної (серії SR) або рідше – двороторної (серії DR) конструкції з роторами активним діаметром до 460 мм. Вал ротора гідродинамічного гальма з'єднується з барабанним валом лебідки ланцюговою передачею-мультиплікатором, укомплектованою оперативною фрикційною муфтою. Така компоновка суттєво знижує матеріаломісткість та забезпечує енергозбереження при підніманні незавантаженого гака.

При невеликих обсягах виробництва мобільних установок, які можна передбачати в Україні, з метою зниження собівартості продукції вміщені в табл. 2 рекомендації слід переглянути, запровадивши ширшу міжкласову уніфікацію та скоротивши номенклатуру типорозмірів підйомних барабанів, канатних і гальмівних шківів.

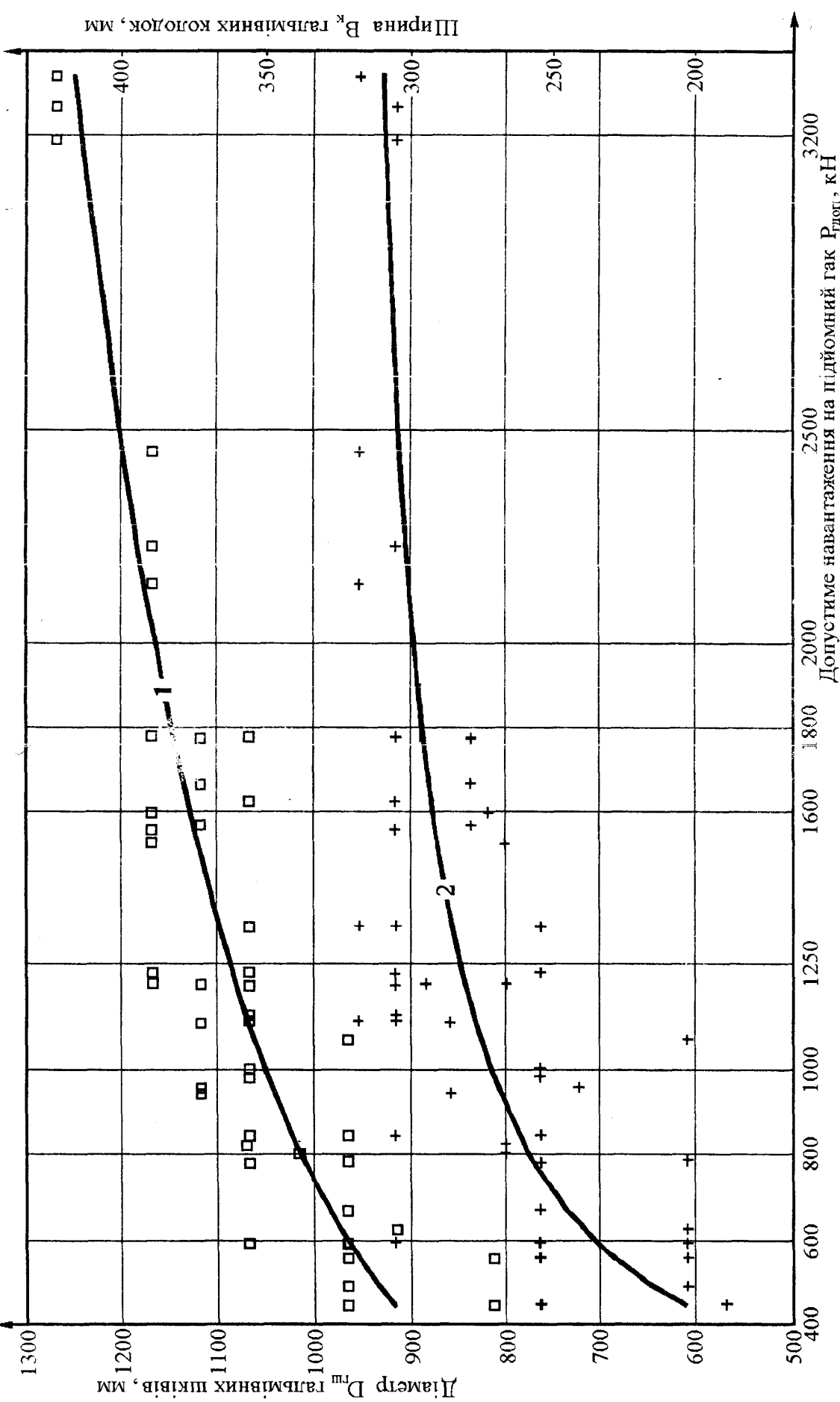
Підйомні комплекси більшості мобільних установок, незважаючи на порівняно невеликі виконувані ними обсяги роботи на СПО завдя-

ки використанню високоякісного породоруйнівного інструменту, мають вельми розвинену кінематику, їх тягові характеристики наближаються до ідеальних гіперболічних. Такої досконалості досягнуто завдяки гідромеханічним передачам, що містять в своєму складі комплексний турботрансформатор і п'яти-шестиступеневу зубчасту коробку змінних передач з однією передачею реверсу. Покращене використання встановленої потужності привода підйомного комплексу та підвищення продуктивності останнього на СПО досягається завдяки системі автоматичного вибору передавального відношення гідромеханічної передачі у функції від навантаження, прикладеного до підйомного гака. Виявлені за паспортними даними чисельні значення мінімальної швидкості підйому гака $V_{гмін} = 0,10 \div 0,20$ м/с цілком задовольняють вимоги стандарту [6], стандарт [2] цього параметра не регламентує. Максимальні швидкості підйому гака $V_{гмакс}$ суттєво вищі встановлених стандартом [6] і знаходяться в діапазоні $1,65 \leq V_{гмін} \leq 2,0$ м/с, лише в установках поодиноких моделей зустрічаються значення $V_{гмакс} = 1,4$ м/с. Таким чином, діапазон регулювання швидкісного режиму підйомного комплексу мобільних установок в дослідженій сукупності моделей має межі області варіації $12,2 \leq R = V_{гмакс}/V_{гмін} \leq 18,5$.

Результати описаних вище та проведених раніше досліджень обґрунтовують такі рекомендації стосовно параметрів лебідкового блока мобільної установки вантажопідйомністю 1470 кН для буріння і ремонту свердловин, розроблюваної в Івано-Франківському національному університеті нафти і газу:

- умовна глибина буріння трубами діаметром 114,3 мм — $L_{ум} \leq 2850$ м;
- потужність на вхідному валі підйомного комплексу $N_{бл} = 550$ кВт і $N_{бл} = 750$ кВт для середньостатистичного і сучасного світового технічного рівня відповідно;
- конструктивна висота щогли $H_k = 35$ м;
- кратність оснастки талевої системи $u_{тс} = 8$;
- діаметр талевого каната $d_k = 28$ мм;
- діаметр канатних шківів: „швидкого” шківів кронблока — $D_{кш} = 900$ мм, решти шківів кронблока і гакоблока — $D_{кш} = 750$ мм;
- розміри підйомного барабана бурової лебідки: діаметр $D_6 = 490$ мм, довжина $L_6 = 1000$ мм;
- розміри головного механічного гальма підйомного вала бурової лебідки: діаметр гальмівних шківів $D_{гш} = 1115$ мм, ширина гальмівних колодок $B_{гк} = 290$ мм, площа робочої поверхні $S = 1,85$ м², кут охоплення гальмівних шківів $\approx 330^\circ$, водяне циркуляційне охолодження;
- число дискретних швидкостей підйому гака $5 \leq Z_v \leq 6$, діапазон регулювання швидкісного режиму підйомного комплексу $R \geq 14$.

Результати проведеного дослідження можуть бути використані для розробки нормативного документа (державного стандарту), яким би регламентувались параметри мобільних установок для буріння і ремонту свердловин, побудови параметричних рядів як установок загалом



1- апроксимуюча функція залежності діаметра гальмівних шківів; \square - паспортні значення діаметра гальмівних шківів;
 2- апроксимуюча функція залежності ширини гальмівних колодок; $+$ - паспортні значення ширини гальмівних колодок;
 Рисунок 5 — Залежність розмірів головного гальма підйомного вала бурових лебідок мобільних установок для буріння і ремонту свердловин від допустимого навантаження на гак

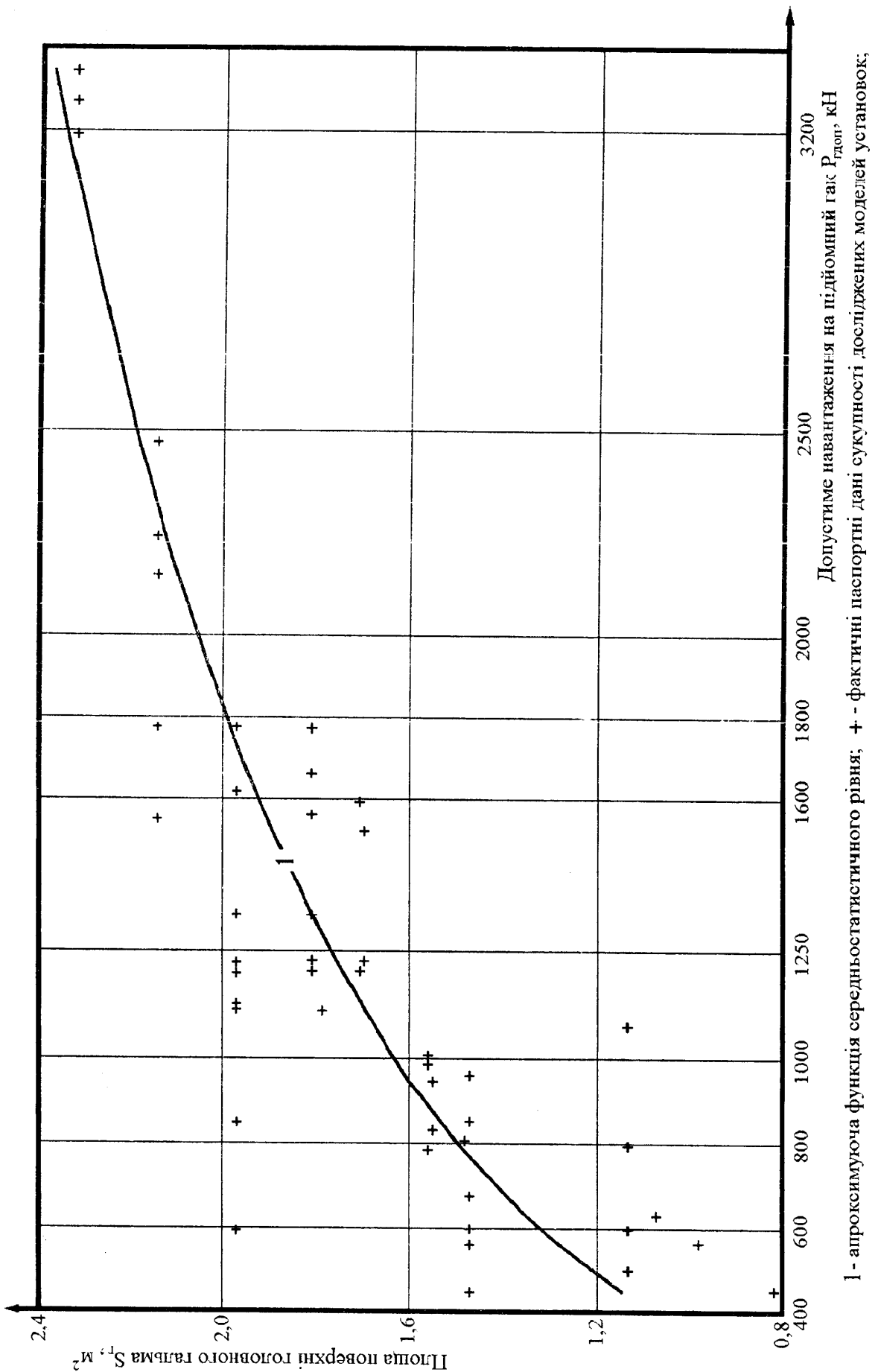


Рисунок 6 — Залежність площі поверхні головного гальма підйомного вала лебідок мобільних установок для буріння і ремонту свердловин від допустимого навантаження на гак

так і обладнання, яким оснащується підйомний комплекс, для проектування нових моделей установок, їх сертифікації і оцінки конкурентоспроможності на внутрішньому та світовому ринках, для розв'язання кваліметричних задач, для прийняття рішень щодо імпорту установок та закупівлі ліцензій на їх виробництво.

Література

1. Крижанівський Є.І., Міронов Ю.В., Романишин Л.І. Параметри і конструктивне виконання мобільних установок для буріння і ремонту свердловин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – №2(3). – С. 88-93.

2. STAS 6234-87. Utilaj petrolier. Instalatii de foraj rotativ. Parametri principali. Standard de stat. Romania.

3. Аваков В.А., Дмитриев В.Н. Кинематика и параметры современного бурового оборудования // Обзор зарубежной литературы. Серия: Машины и оборудование нефтегазовой промышленности. – М.: ВНИИОЭНГ, 1967.

4. Міронов Ю.В. Дослідження вантажопідйомності бурових установок // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1996. – № 33. – С.138-148.

5. Каталоги продукції та рекламні проспекти компаній Cabot Corporation (Machinery Division), Cardwell, Cooper Manufacturing Corporation, Crown Industries Inc., Franks, The George E. Failing Co., HRI, Ideco Dresser Industries, International Petroleum Services Inc., IRI International Corporation, Kremco, LTV Energy Products, Skytop-Brewster, Upet S.A.

6. ГОСТ 16293-89 (16293-80) Установки комплектные для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Основные параметры.

7. ГОСТ 16853-88 Канаты стальные талевые для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Технические условия.

УДК

ДОЦІЛЬНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ЛІЧИЛЬНИКІВ В ТРУБОПРОВОДАХ НИЗЬКОГО ТА СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ З МЕТОЮ ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ПРИ ЙОГО ОБЛІКУ

І.С.Петришин

*Івано-Франківський державний центр стандартизації, метрології та сертифікації,
76007, м. Івано-Франківськ, вул. Вовчинецька, 127, тел. (03422) 30200
e-mail: nick@sert.il.if.ua*

М.І.Гончарук

*НАК "Нафтогаз України", 01001, м. Київ, вул. Б.Хмельницького, 6, тел. (044) 4612537
e-mail: spas@ugr.viaduk.net*

А.Г.Бестелесний, Б.І.Прудніков

*ВАТ "Івано-Франківськгаз", 76000, м. Івано-Франківськ, вул. Ленкавського, 20,
тел. (03422) 44585, e-mail: UprMetr@gas.if.ua*

В статті обоснована цілесобразність введенья счетчиков в трубопроводах низкого и среднего давления вместо средств сужения потока с целью уменьшения потерь природного газа при его учете.

In the article has been settled down the need of installation flowmeters in pipelines of low and average pressure, instead of orifice instruments by the means of decreasing outcome in flow metering of natural gas.

Із множини методів та засобів вимірювання витрати газу на газорозподільних станціях (ГРС) найбільше застосування в Україні знайшов метод з використанням стандартних пристроїв звуження потоку (метод змінного перепаду тиску) [1]. Незважаючи на застосування останнім часом високоточних перетворювачів тиску та перепаду тисків (зведена похибка до 0,1%) і температури (абсолютна похибка до

0,1°C), обчислювачів або коректорів (відносна похибка до 0,25%), похибка вимірювання витрат даним методом визначається багатьма іншими складовими, найважливішою з яких і такою, що не може бути усунена, є похибка коефіцієнта витрати σ_a звужуючого пристрою (ЗП).

За даними досліджень відносна похибка коефіцієнта витрати σ_a діафрагми залежить від її діаметра D і знаходиться в межах: