

Залежність (18) можна узагальнити, розширивши множину профілів полів залишкових пластичних деформацій, описуючи їх, зокрема, для матеріалів, структурні перетворення у яких відбуваються при температурах вище 873 К, виразами:

$$\varepsilon_{yy}^0 = -K\varepsilon_T \left[1 - a \frac{x^2}{b_n^2} - (1-a) \frac{x^4}{b_n^4} \right], |x| \leq b_n \quad \varepsilon_{yy}^0 = 0, |x| > b_n. \quad (18)$$

На рисунку зображено епюри залишкових пластичних деформацій для різних значень параметра a ($0 \leq a \leq 2$). Як бачимо з графіків, змінюючи величину градієнта зміни поля пластичних деформацій i , відповідно, параметра a можна повніше врахувати особливості режимів зварювання.

1. Лобанов Л.М., Махненко В.И., Труфяков В.И и др. *Сварные строительные конструкции. В 3 т. Т.1: Основы проектирования конструкций.* К., 1993. 2. Подстригач Я.С., Осадчук В.А., Карасев Л.П. *Приближенный расчет остаточных сварочных напряжений в цилиндрических оболочках // Проблемы прочности. 1975. № 7. С.8–13.* 3. Подстригач Я.С., Осадчук В.А., Марголин А.М. *Остаточные напряжения, длительная прочность и надежность стеклоконструкций.* К., 1991. 4. Кеч В., Теодореску П. *Введение в теорию обобщенных функций с приложениями к технике.* М., 1978. 5. Касаткин Б.С., Прохоренко В.М., Чертов И.М. *Напряжения и деформации при сварке.* К., 1978.

УДК 629. 113-597. 5

Туренко А.М., Богомолов В.О., Цуприк А.Л.

Харківський Державний автомобільнодорожний технічний університет,
кафедра автомобілів

АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ НА КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЮ СИСТЕМОЮ АВТОМОБІЛЯ

© Туренко А.М., Богомолов В.О., Цуприк А.Л., 2000

Запропоновано границі, у яких повинні знаходитися зусилля натискання на гальмівну педаль за умови зручності керування гальмівною системою АТЗ.

При проектуванні гальмівної системи АТЗ одним із параметрів, від яких залежить ефективність гальмівної системи, є зручність керування, оскільки психологічна і фізична втома водія, викликана незручним керуванням, негативно позначається на ефективності керування гальмівною системою.

Параметрами, за якими оцінюється зручність керування робочою гальмівною системою, є зусилля на педалі гальма і хід педалі гальма.

Відповідно до ГОСТу [1], максимальне зусилля на педалі гальма для автомобілів категорії М₁ повинно становити не більше 480 Н, для автомобілів категорій М₂, М₃, N₁ – N₃ – не більше ніж 680 Н. Мінімальне зусилля на педалі, встановлене ГОСТом [2] у 70 Н, зумовлене необхідністю забезпечення неможливості спрацьовування гальмівної системи

при мимовільній дії на гальмівну педаль [3, 4]. Робочий хід педалі за ГОСТом [2] не повинен перевищувати 150 мм.

Таким чином, вітчизняною нормативною документацією встановлено діапазон зміни зусилля на педалі гальма від 70 до 680 Н, причому рекомендацій щодо середніх зусиль немає.

Але саме середнє зусилля, що докладається при робочих гальмуваннях, визначає зручність керування. У США, на відміну від нашої країни, існує стандарт, що регламентує діапазон зусиль на педалі гальма для робочих гальмувань від 70 до 270 Н (при цьому значення в 680 Н зберігається для екстрених гальмувань). До тих же значень прийшли і автори [3, 4]. Саме зусилля в 270 Н є тим значенням, яке можна прийняти як середнє робоче зусилля.

У деяких джерелах [3, 4] пропонується оцінювати зручність керування роботою, яка витрачається на переміщення педалі.

При проектуванні пневматичного приводу гальм (у якому слідкувальна дія здійснюється не тільки за зусиллям, але і за переміщенням) дуже важливим параметром є значення мінімального ходу педалі гальма. При необгрунтовано зменшеному ході педалі гальма значна зміна гальмівних сил буде відповідати незначній зміні положення педалі, що негативно позначиться на можливості якісного керування водієм гальмівною системою.

На сьогодні не існує чітких рекомендацій щодо цього питання.

Для вирішення цієї проблеми можна скористатися рекомендаціями, наведеними в [5], для педалі акселератора: кут повороту педалі повинен бути не меншим, ніж 15° . Вважаючи точку прикладання зусилля віддаленою на 150 мм по радіусу від осі повороту педалі, значення мінімального ходу дорівнюватиме 40 мм.

З вищесказаного, можна прийняти такі рекомендації при проектуванні органів керування гальмівною системою:

– максимальний хід педалі гальма – 150 мм; діапазон зусиль на педалі гальма – 70...270 Н;

– мінімальний кут повороту (хід) педалі гальма – 15° (40 мм).

Ці параметри можна уточнити, якщо скористатися статистичними даними, наведеними у [6]. Відповідно до цих даних, не стомлюючись, людина спроможна упродовж зміни виробляти потужність у 0,149 кВт.

У загальному вигляді баланс потужності при керуванні автомобілем можна записати як:

$$N_{\text{вод}} = N_{\text{РК}} + N_{\text{Г}} + N_{\text{Зч}} + N_{\text{ПП}}$$

де $N_{\text{вод}}$ – сумарна потужність, яка витрачається водієм на керування автомобілем; $N_{\text{РК}}$ – потужність, яка витрачається на обертання кермового колеса; $N_{\text{Г}}$ – потужність, яка витрачається на керування гальмівною системою; $N_{\text{Зч}}$ – потужність, яка витрачається на керування зчепленням; $N_{\text{ПП}}$ – потужність, яка витрачається на переключення передач.

Для оцінки сумарних енерговитрат водія досліджуємо два найважчих режими керування рухом автомобіля: рух гірською дорогою і рух містом.

Своєю чергою, під час руху гірською дорогою найважчим для водія режимом роботи є маневр із гальмуванням, тобто поворот кермового колеса із середнього положення в одне з крайніх при одночасній дії на педаль гальма.

Відповідно до ГОСТу [7] приймаємо тангенціальну складову зусилля на кермовому колесі, що дорівнює 118 Н; за галузевою нормаллю [8] приймаємо діаметр кермового

колеса, що дорівнює 475 мм (наближене до максимального значення); швидкість обертання водієм кермового колеса дорівнює 0,5 об/с.

Склавши рівняння балансу потужності, одержуємо, що припустиме значення потужності на керування гальмівною системою приблизно дорівнює 60 Вт.

Приймаючи хід педалі таким, що дорівнює 150 мм (максимальне значення за ГОСТом [2]) і час на приведення гальмівної системи в дію, що дорівнює 0,5 с, одержуємо зусилля на педалі, що дорівнює ~200 Н.

Для водія, що рухається містом типовими є декілька режимів роботи: маневр із гальмуванням, гальмування з переключенням передач, маневр із переключенням передач. Для отримання допустимого зусилля на гальмівній педалі скористаємося режимом гальмування з переключенням передач (тому що режим маневру з гальмуванням під час руху гірською дорогою явно навантаженіший, ніж у випадку руху в місті).

Відповідно до ГОСТу [7] приймаємо зусилля на важелі коробки передач такими, що дорівнюють 147 Н; переміщення – 0,3 м; час переміщення – 2 с; зусилля на педалі зчеплення – 147 Н, переміщення педалі зчеплення (відповідно до ОСТ [9]) – 0,2 м, час дії на педаль зчеплення – 0,5 с.

Склавши рівняння балансу потужності, одержуємо, що припустиме значення потужності на керування гальмівною системою дорівнює 68 Вт.

Приймаючи хід педалі таким, що дорівнює 150 мм (максимальне значення за ГОСТом [2]) і час на приведення гальмівної системи в дію, що дорівнює 0,5, одержуємо зусилля на педалі, що дорівнює 230 Н.

Аналізуючи отримані результати, приходимо до висновку, що найнесприятливішим з погляду зручності керування є режим руху гірською дорогою. Тому, уточнюючи вищевказані рекомендації, діапазон зусилля на гальмівній педалі приймаємо таким, що дорівнює 70...200 Н.

Зусилля існуючих гальмівних систем великовантажних автомобілів не потрапляють у зазначений діапазон. Тому для підвищення ефективності керування гальмівною системою їхні показники необхідно покращувати.

Шляхи вирішення цієї проблеми:

- 1) збільшення передатного відношення механізму приводу гальмівного крана. Але на цей спосіб накладаються обмеження щодо ходу педалі;
- 2) зменшення D_u (умовного діаметра прохідного перетину) гальмівного крана;
- 3) удосконалення приводу гальмівного крана, шляхом застосування підсилювальної ланки.

За усіма цими напрямками на кафедрі автомобілів ХДАДТУ у даний час проводяться інтенсивні дослідження.

1. ГОСТ 25478-91. АТС. Требования к техническому состоянию по условию безопасности движения. Методы проверки. 2. ГОСТ 27472-87 (СТ СЭВ 5725-86). Средства автотранспортные специализированные. Охрана труда, эргономика, требования. 3. Скляр В.Н. Исследование и разработка гидроусилителя автомобильного тормозного привода: Автореф. дис. ...канд. техн. наук. Харьков, 1983. 238 с. 4. Шуклинов С.Н. Разработка и исследование гидравлического тормозного привода автопоезда, состоящего из легкового автомобиля и одноосного прицепа: Автореф. дис. ...канд. техн. наук. Харьков, 1989. 239 с. 5. Вудсон С., Коновер Д. Справочник по инженерной психологии для инженеров и худож-

ников-конструкторов / Пер. с англ. М., 1968. 6. Дж. К. Джонсон. Методы проектирования / Пер. с англ. М., 1986. 7. ГОСТ 21398-89. Автомобили грузовые. Общие технические требования. 8. ОН 25 257-65. Автомобили и автобусы. Колеса рулевые. Диаметр и присоединительные размеры. 9. ОСТ37.001.413-86. ССБТ. Кабина. Рабочее место водителя. Расположение органов управления грузовых автомобилей, автобусов и троллейбусов. Основные размеры. Технические требования.

УДК 622.24.056.001.2

Харченко Є.В., Левринець В.М.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра деталей машин

РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПІДЙІМАЛЬНОЇ СИСТЕМИ БУРОВИХ УСТАНОВОК

© Харченко Є.В., Левринець В.М., 2000

Розглянуто результати математичного моделювання коливальних явищ, які виникають у підйімальній системі бурових установок під час гальмування. Дослідження проводились з врахуванням хвильових процесів у колоні бурильних труб і зовнішніх механічних характеристик гальмівних пристроїв.

До найважчих і найнебезпечніших режимів роботи бурових установок належать процеси гальмування підйімальної системи. Динамічні явища, що виникають під час опускання бурильної колони у свердловину, суттєво впливають на навантаження бурильних труб [5], талевого каната [1], бурової вишки [8]. Коливання механічної системи установки значно погіршують плавність посадки колони на ротор [3]. Практичний підхід до зменшення шкідливого впливу механічних коливань на умови роботи нафтопромислового обладнання і споруд полягає в обмеженні швидкості опускання бурильної колони [6], що певною мірою перешкоджає оптимізації режимів роботи бурового комплексу.

Для розв’язання актуальної проблеми інтенсифікації технологічних процесів буріння нафтогазових свердловин з одночасним забезпеченням міцності і надійності елементів бурових установок та безпеки праці обслуговуючого персоналу постає нагальна потреба всебічного вивчення гальмівних режимів роботи підйімальних систем. Про побудову математичної моделі коливальних явищ, що виникають в підйімальній системі під час гальмування, на основі застосування континуально-дискретної розрахункової моделі та врахування зовнішніх механічних характеристик гальмівних пристроїв говорить в даній статті. Розрахункова схема механічної системи зображена на рис. 1, де J – момент інерції барабана лебідки; m_1 – зведена маса вишки, визначена з врахуванням маси кронблока; m_2 , m_3 – маси крюкоблока з підвісним обладнанням і обважненої нижньої частини бурильної колони; c_b і c_s – жорсткості вишки і талевого каната; v_b , v_s – коефіцієнти, що характеризують розсіяння енергії у відповідних ланках, причому, v_s за фізичною суттю є силою лінійного