

2. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. М.: Химия, 1979. - 240с.
3. Башта Т.М. Надежность гидравлических систем воздушных судов /Башта Т.М., Бабанская В.Д., Головки Ю.С. и др./ – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
4. Зеркалов Д.В. Обеспечение эксплуатационных свойств рабочих жидкостей для гидросистем/ Строительные и дорожные машины. – 1986. - №11. – С. 29-30.
5. Коновалов В.М. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков /Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А./ – М.: Машиностроение, 1975. – 286 с.
6. Венцель Є.С. Основи трибології та хімотології /Венцель Є.С., Лисіков Є.М., Євтушенко А.В./ Навчальний посібник. - Харків: УкрДАЗТ. 2007. - 241с.
7. Барабаш М.Л. Применение металлоколлоидных смазок (органозолей) железа для приработки деталей автомобильного двигателя /Барабаш М.Л., Корогодский М.В., Краюшкин А.С., Федотов Ф.А./ Повышение износостойкости и срока службы машин. Т.2 – Киев: АН УССР, 1960. — С. 249 – 261.

УДК 62.592.1

Л.М. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, В.Д. СТАЦЕНКО, студент.

Придніпровська державна академія будівництва і архітектури

ПРО НЕОБХІДНЕ ЗУСИЛЛЯ ЗАМИКАЮЧОЇ ПРУЖНИ КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Постановка проблеми. В колодкових гальмах гальмівний момент створюється за рахунок притиснення двох колодок з прикріпленими до них фрикційними накладками, до гальмівного шківів. Ці гальма застосовуються, як стопорні, нормально замкнуті і придатні для двостороннього гальмування.

Враховуючи важливість гальм, при їх виборі спочатку знаходиться розрахунковий гальмівний момент [1, 2, 3]

$$M_G = K_{Tp} \times M_{ст.Г}, \quad (1)$$

де K_{Tp} – коефіцієнт запасу гальмування, який залежить від класифікаційної групи механізму; $M_{ст.Г}$ – статичний гальмівний момент, який визначається за відомими форму-

лами, які надаються в підручниках для вищих навчальних закладів [1, 2] і довідковій літературі [3], і дорівнює ,наприклад , для механізму підйому :

$$M_{СТ.Г} = \frac{Q g \eta D}{2 u} , \quad (2)$$

де Q – маса вантажу; D – діаметр барабана ; η - ККД механізму підйому ; u – передаточне число.

Гальмівний момент , що розвивається накладками , звичайно визначається із виразу :

$$M_{Г} = N f D , \quad (3)$$

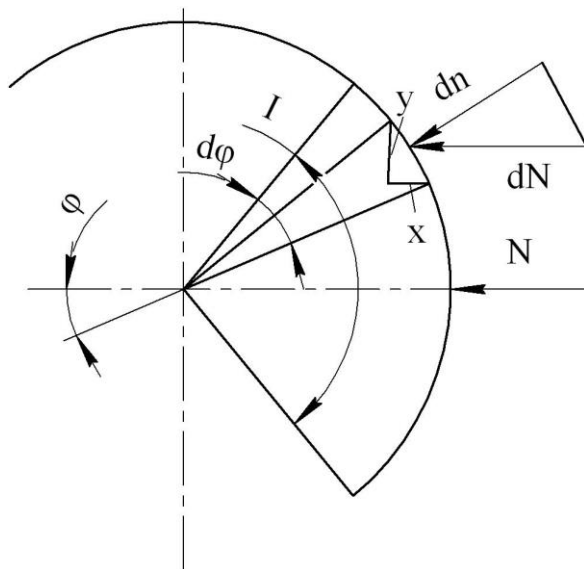


Рис.1. Розподіл сили притискування колодки по дузі обхвата.

де N – сила притиснення накладки до шківів; f – коефіцієнт тертя між накладками і шківом.

Оскільки колодки обхвачують шків по дузі , а формула (3) відповідає площині , то необхідно поставити під сумнів правомірність її застосування ; звичайно, необхідно уточнити величину коефіцієнта $K_{Г}$ у формулі (1) , оскільки від цього залежить величина сили притиснення гальмівної накладки до шківів і безпека роботи кранів взагалі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Нам вдалося встановити , що формулі (3) ніяк не менше століття і , як студенти так і інженери сприймають її як істину. Очевидно з цієї причини її ніхто не пробував заперечити і тому досліджень і публікацій про цю проблему практично не було знайдено.

Невирішені частини проблеми. Оскільки формула (3) отримана для площини , а колодка охоплює шків по дузі, то легко зрозуміти, що ця формула визначає величину $M_{Г}$ неточно, а отже – і величину сили притиснення колодок до шківів.

Метою статті є встановлення дійсного значення величини притиснення гальмівної колодки до гальмівного шківів з врахуванням уточненого розподілу нормальних тисків по довжині накладки.

Основний матеріал досліджень. Спочатку доведемо величину неточності $M_{Г}$, отриманого за формулою (3). Для цього нагадаємо, що в законі тертя ковзання фігурує нормальний тиск. Очевидно , що сила dN на рис.1. буде нормальною до шківів тільки при поточному куту φ рівному нулю, тобто співпадінні сили N і її елементарним значенням dN .

Нормальну величину сили на куту φ знайдемо так :

Розподілений тиск від сили N на вертикальну складову довжиною y у проекції дуги обхвата

$$q = \frac{N}{2 R \sin(\beta/2)}, \quad (4)$$

де R – радіус гальмівного шківів; β – кут обхвату шківів колодкою.

Оскільки елементарна складова елементарного сектора має довжину :

$$y = R \cos\varphi d\varphi \quad (5)$$

то тиск на неї складатиме:

$$dN = q y = \frac{N \cos\varphi}{2 R \sin(\beta/2)} d\varphi, \quad (6)$$

а нормальна сила:

$$dn = \frac{N \cos^2\varphi}{2 \sin(\beta/2)} d\varphi. \quad (7)$$

Інтеграл виразу (7) в межах кута обхвату дає повну величину нормального тиску колодки на шків :

$$N_H = \frac{N (\beta + \sin\beta)}{4 \sin(\beta/2)}.$$

При несиметричній колодці :

$$N_H = \frac{N}{4 \sin(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2})} \cdot \left[\beta_1 + \beta_2 + \frac{1}{2} (\sin 2\beta_1 + \sin 2\beta_2) \right]. \quad (8)$$

Звичайно, що N буде дорівнювати N_H тільки при малій величині β , коли $\beta \approx \sin\beta$, то більш точним виразом для формули (3):

$$M_\Gamma = \frac{N D f}{4 \sin(\beta/2)} (\beta + \sin\beta). \quad (9)$$

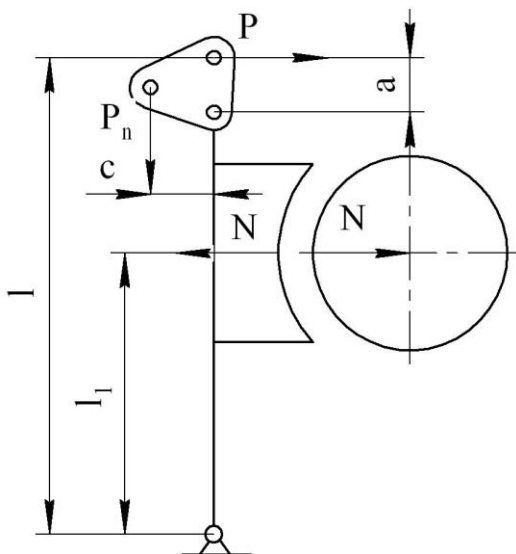


Рис.2.Схема до визначення зусилля колодкового гальма.

Таким чином, щоб в існуючих гальмах гальмівний момент дорівнював дійсному необхідно збільшити величину притиснення колодок в $\frac{4 \sin(\beta/2)}{\beta + \sin\beta}$ (10) разів. Це можна здійснити за рахунок зміни зусилля пружини, яке визначається із виразу :

$$P_{II} = \frac{4 M_\Gamma l_1 a}{f D l c \eta} \cdot \frac{\sin(\beta/2)}{\beta + \sin\beta}, \quad (11)$$

де l – відстань між верхнім і нижнім шарами стійки; l_1 – відстань між нижнім шарніром і шарніром колодки; a – відстань між верхнім шарніром і шарніром триплечового

важеля гідроштовхача ; c – відстань між віссю пружини і віссю стійки; η – ККД важільної системи гальма (рис.2).

Величина затяжки пружини у залежності від кута обхвата колодкового шківів для гальма ТКГ-400 ($M_g=1500\text{Нм}$; $l=520\text{мм}$; $l_1=240\text{мм}$; $a=30\text{мм}$; $c=75\text{мм}$; $f=0,42$ – вальцьована стрічка – сталевий шків, відсутність змащування; $\eta=0,92$) показана на рис.3.

Звичайно, що величина умовного середнього тиску між шківом і накладкою буде відрізнятися від нормативного і дорівнюватиме:

$$P_{cp} = \frac{N}{2 D B \beta} \cdot \frac{\beta + \sin \beta}{\sin(\beta/2)} \leq [p], \quad (12)$$

що складає 0,94 від величини, отриманої за нормативною методологією при $\beta=70^\circ$ і 0,87 при $\beta=110^\circ$

Величина максимального тиску може бути знайдена із виразу (7). Очевидно, що йому буде відповідати умова $\varphi=0$.

$$P_{cp} = \frac{N}{D B \sin(\frac{\beta}{2})} \quad (13)$$

і при $\beta=70^\circ$ на 6,5% вище нормативної величини (на 17,3% при $\beta=110^\circ$).

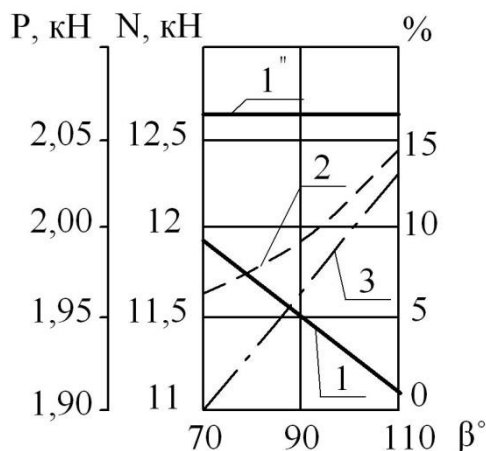


Рис.3. Залежність від кута обхвата колодкою гальмівного шківів :

1 – величина нормального зусилля, діючого на шків; 2 – відсоткове розходження нормального зусилля від зусилля притискання колодки; 3 – зусилля пружини, необхідне для забезпечення необхідного ($M_g=1500\text{Нм}$) гальмівного моменту ($1''$ - нормативна величина 1).

Врахуймо, що (13) враховує тиск тільки від поступального руху колодок, В [4] знайдено максимальний тиск і від обертального руху колодок, але доведено, що його величина значно менше значень при поступальному русі.

Висновки.

- Формула для визначення гальмівного моменту колодковим гальмом, яка надається в довідниковій і навчальній літературі отримана з порушенням закону тертя ковзання;

- Величина гальмівного моменту колодкових гальм, яка надається в довідковій літературі завищена і величина завищення при куті охоплення колодкою шківів рівному $\beta=70^\circ$ складає приблизно 6%;

- Для компенсації неточності у величині гальмівного моменту, яка наводиться в характеристиці гальма необхідно збільшувати зусилля стиснення пружини і при $\beta=70^\circ$ довжину пружини необхідно збільшити на 6%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. -536 с.
2. Грузоподъемные машины/Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др.. – М.:Машиностроение, 1986. - 400 с.
3. Тормозные устройства : Справочник / Александров М.П., Лысяков а.Т., Федосеев В.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.

УДК 621.878.25

Т.М. КАДИЛЬНИКОВА, докт.техн. наук, В.А. КРИВОРУЧКО, инж.

Національна металургічна академія України

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ПРИМЕНЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКОГО МЕТОДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ГРАВИТАЦИОННЫХ ПОТОКОВ МЕЛКОФРАКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Возросшие требования к интенсификации производства и повышению качества продуктов переработки строительного, металлургического и химического сырья требуют глубоких исследований и разработок радикальных рекомендаций по грохочению материалов различной крупности и влажности. Применяемые на многих предприятиях дезинтеграция твердых материалов и сушка сыпучих материалов являются очень дорогостоящими операциями, которые существенно сказываются на конечной стоимости продукции и на снижении ее конкурентоспособности. Грохочение является одной из основных операций в металлургической, химической, строительной промышленности. Несмотря на многолет-