Примітки: [1]”- аналогічним чином себе виявляє несправність «порушення геометрії вхідної магістралі»;
[2]” - до цієї групи несправностей входить також «підпір тиску на зливі олії з турбокомпресора;
[3]” - додатково до цієї групи входять несправності прокладок, патрубків, хомутів, інтеркулера, впускного трубопроводу
Симптоми: 1 – велика витрата олії та/або сизий колір відпрацьованих газів; 2 - чорний колір відпрацьованих газів; 3 – запах горілої олії; 4 – шум, свист аеродинамічний; 5 – шум, свист структурний; 6 – зниження потужності двигуна.

Література

1. Гаффаров А.Г.Восстановление турбокомпрессоров автомобильных дизелей применением усовершенствованного ремонтного комплекта подшипникового узла: дисс.- Оренбург, 2012. -16 с.
2. Черняков А.А. Диагностирование технического состояния турбокомпрессоров дизелей подвижного состава. – Записки горного института, Сант-Петербург, 2014, т.209, стр. 206-207.

Науковий консультант: Дитятьєв О.В., доцент, к.т.н.

Грабина Р.О., ст. гр. А-42-20, rgrabina05@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ АВТОМОБІЛЯ ЗІ СТЕНДОМ ПРИ ГАЛЬМІВНИХ ВИПРОБУВАННЯХ

Вступ. Підвищення ефективності контролю технічного стану автомобіля на стендах з біговими барабанами настійно вимагає створення математичних моделей процесу гальмування колеса.

Результати дослідження. До конструктивних параметрів барабанних стендів для діагностики гальм відносяться: діаметр барабанів і відстань між ними, схема розташування барабанів і робочого барабана щодо коліс автомобіля.

Можливі схеми розташування барабанів приведені на рис. 1. Більшість з них знайшло застосування в існуючих конструкціях стендів. Схеми I_C, II_C, III_C – із симетричним розташуванням барабанів ($\alpha = \beta$), схеми I_H, II_H, III_H – з несиметричним розташуванням барабанів ($\beta > \alpha$) (робочий барабан заштрихований).

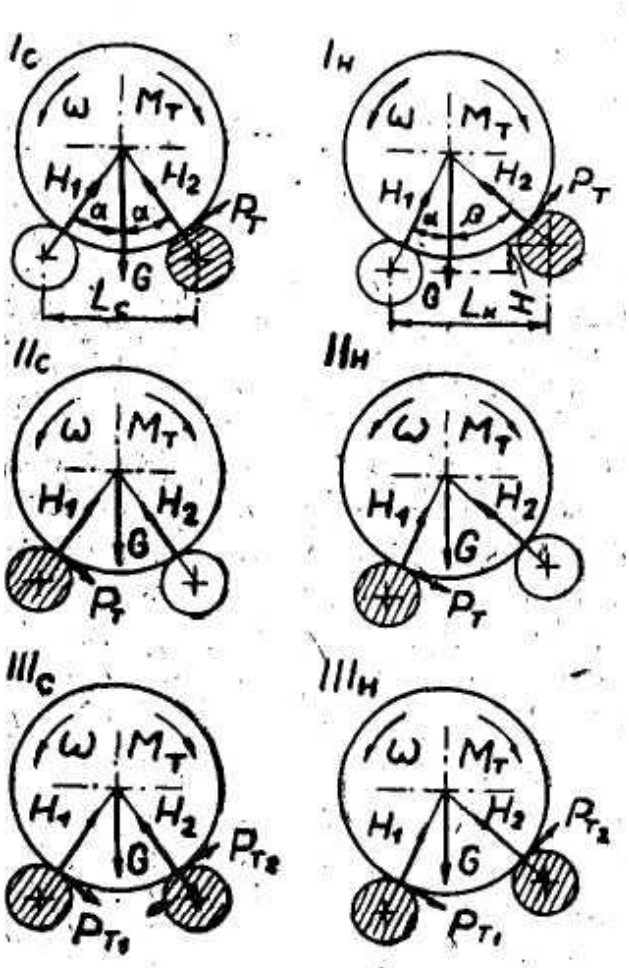

Рис.1 – Схеми конструкцій барабанних стендів

При відомих радіусах барабана ($r_б$) і колеса автомобіля ($r_к$) їхнє відносне положення визначається кутом α при симетричній схемі і α і β при несиметричній.

Відстань між осями барабанів визначається виразами:

$$\begin{aligned} L_с &= 2(r_б + r_к)\sin\alpha; \\ L_н &= (r_б + r_к)(\sin\alpha + \sin\beta); \\ H &= (r_б + r_к)(\cos\alpha - \cos\beta), \end{aligned} \qquad (1)$$

де $L_с$, $L_н$, H – відстані між осями барабанів при симетричному і несиметричному їхньому розташуванні.

Визначення максимальної гальмівної сили, реалізованої на стенді

З огляду на допущення, для випадку, що відповідає схемі Іс, на якій нанесені всі зовнішні сили, що діють на колесо, маємо:

$$\sum X = H_1 \cdot \sin\alpha - H_2 \cdot \sin\alpha + P_o \cdot \cos\alpha = 0; \qquad (2)$$

$$\sum \text{Y} = H \cdot \cos\alpha + H_2 \cdot \cos\alpha + P_T \cdot \sin\alpha - G = 0; \qquad (3)$$

де H_1 і H_2 - нормальні реакції переднього і заднього барабанів;

$P_{\grave{O}}$ - гальмівна сила, н ,

G – вертикальне навантаження на колесо з боку автомобіля.

Максимальні значення сил H_1, H_2 і $\text{P}_{\grave{O}}$ знаходять при повному використанні зчеплення між барабаном і колесом коли:

$$\text{Рт max} = \text{H}_2 \quad \varphi \ . \qquad (4)$$

Тоді з формул 2, 3, 4 одержуємо:

$$\text{H}_1 = \frac{G(\sin\alpha - \phi \cdot \cos\alpha)}{\sin 2\alpha - \phi \cdot \cos 2\alpha}; \qquad (5)$$

$$\text{H}_2 = \frac{G \cdot \sin\alpha}{\sin 2\alpha - \phi \cdot \cos 2\alpha}; \qquad (6)$$

$$\text{P}_{\grave{O}} = \frac{G \cdot \varphi \cdot \cdot \sin\alpha}{\sin 2\alpha - \varphi \cdot \cos 2\alpha} \ . \qquad (7)$$

Кінцеві результати зведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Визначення реалізованої гальмівної сили і нормальних реакцій при розрахунку гальмівних стендів

Схема розташування барабанів	Розрахункові формули		
	H_1	H_2	$P_{T\max}$
Симетричні схеми, неробочий стан стенда	$\frac{G}{2\cos\alpha}$	$\frac{G}{2\cos\alpha}$	-
IC	$\frac{G(\sin\alpha-\varphi\cos\alpha)}{\sin 2\alpha-\varphi\cos 2\alpha}$	$\frac{G\sin\alpha}{\sin 2\alpha-\varphi\cos 2\alpha}$	$\frac{G\varphi\sin\alpha}{\sin 2\alpha-\varphi\cos 2\alpha}$
IIC	$\frac{G\sin\alpha}{\sin 2\alpha+\varphi\cos 2\alpha}$	$\frac{G(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)}{\sin 2\alpha+\varphi\cos 2\alpha}$	$\frac{G\varphi\sin\alpha}{\sin 2\alpha+\varphi\cos 2\alpha}$
IIIC	$\frac{G(\sin\alpha-\varphi\cos\alpha)}{(1+\varphi^2)\sin 2\alpha}$	$\frac{G(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)}{(1+\varphi^2)\sin 2\alpha}$	$\frac{G\cdot\varphi}{(1+\varphi^2)\cos\alpha}$
Несиметричні схеми, неробочий стан стенда	$\frac{G\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$	$\frac{G\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)}$	-
IH	$\frac{G(\sin\beta-\varphi\cos\beta)}{\sin(\alpha+\beta)-\varphi\cos(\alpha+\beta)}$	$\frac{G\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)-\varphi\cos(\alpha+\beta)}$	$\frac{G\cdot\varphi\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)-\varphi\cos(\alpha+\beta)}$
IIH	$\frac{G\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)+\varphi\cos(\alpha+\beta)}$	$\frac{G(\sin\alpha-\varphi\cos\alpha)}{\sin(\alpha+\beta)-\varphi\cos(\alpha+\beta)}$	$\frac{G\cdot\varphi\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)-\varphi\cos(\alpha+\beta)}$
IIIH	$\frac{G(\sin\beta-\varphi\cos\beta)}{(1+\varphi^2)\sin(\alpha+\varphi)}$	$\frac{G(\sin\alpha+\varphi\cos\alpha)}{(1+\varphi^2)\sin(\alpha+\beta)}$	$\frac{G\varphi(\cos\frac{\beta-\alpha}{2}+\varphi\sin\frac{\beta-\alpha}{2})}{(1+\varphi^2)\cos\frac{\alpha+\beta}{2}}$

Значення максимальної гальмівної сили для схем IC і IIC визначаються виразом:

$$P_{k\max} = \frac{G\cdot\varphi\cdot\sin\alpha}{\sin 2\alpha \mp \varphi\cdot\cos 2\alpha}; \qquad (8)$$

Після перетворень це вираження можна представити у виді:

$$tg^2\alpha \pm \left(\frac{2}{\varphi}-\frac{1}{q\cdot\cos\alpha}\right)\cdot tg\alpha - 1 = 0\ ; \qquad (9)$$

Коефіцієнт використання навантаження:

$$q = \frac{P_{T\text{ìàõ}}}{G}; \qquad (10)$$

Величина вертикального навантаження на колесо *G* при випробуваннях не залишається постійною. Під дією гальмівної сили відбувається перерозподіл ваги по осях автомобіля, що залежить від P_T і конструктивних нормативів автомобіля. Задня вісь розвантажується, а передня довантажується.

Величина q при обліку перерозподілу навантаження:

$$q_{\text{ï}} = \frac{q}{1 + q\frac{r_{\text{ê}}}{L}}\ ; \qquad (11)$$

де $L_{\text{à}}$ – база автомобіля (знак мінус відноситься до передньої осі, плюс – до заднього).

Стійкість автомобіля на стенді

Під стійким положенням при випробуванні мається на увазі встановлення контакту коліс з поверхнею обох барабанів.

Для схем I_C і III_C при $\text{tg}\,\alpha = \varphi$ нормальна реакція переднього барабана $H_1 = 0$, колесо втрачає контакт із цим барабаном і спирається тільки на задній:

$$\text{tg}\ \alpha > \varphi$$

($\alpha > 26\ldots40$ при φ =0,5).

Для стендів I_H і III_H умова стійкості визначається нерівністю:

$$\text{tg}\ \beta > \varphi.$$

Для схем II_C і II_H завжди $H_1 > 0$, при передньому робочому барабані положення автомобіля на стенді завжди стійко при дотриманні умови стійкості: $\text{tg}\,\alpha \geq \varphi$.

Виїзд автомобіля зі стенда

Умова самостійного виїзду при застопорених барабанах може бути виражено нерівністю: $\text{tg}\,\alpha \leq \varphi$.

Для стендів з несиметричним розташуванням барабанів (I_H і III_H) також можна задовольнити стійкість виїзду.

Для цього повинна бути дотримане умова:

$$\text{tg}\ \beta > \varphi;$$
$$\text{tg}\ \alpha < \varphi.$$

При виборі робочого барабана і при визначенні стійкого положення автомобіля на стенді необхідно враховувати перерозподіл величин нормальних реакцій під дією гальмівної сили:

$$H_1 = \frac{G}{2\cos\alpha} - \frac{P_T}{\sin 2\alpha}\ ; \qquad (12)$$

$$H_2 = \frac{G}{2\cos\alpha} + \frac{P_T}{tg2\alpha}; \qquad (13)$$

а в неробочому стані

$$H_1 = H_2 = \frac{G}{2\cos\alpha}. \qquad (14)$$

З погляду експлуатаційних властивостей стенда, доцільно оцінювати його за допомогою коефіцієнта, перерозподіл нормальних реакцій:

$$m = \frac{H_p}{H_н} \tag{15}$$

де $H_д$ - нормальна реакція колеса з боку барабана в процесі випробування;

$H_і$ - те ж у неробочому стані.

Величина гальмівної сили, яку можна реалізувати на стенді, залежить від схеми розташування барабанів, величини кутів α і $(\alpha+\beta)$ і коефіцієнта зчеплення. Максимальна величина α і $(\alpha+\beta)$ обмежується конструктивними параметрами автомобіля і не може перевищувати $40\ldots45°$ для легкових і $55\ldots60°$ для вантажних автомобілів.

Найбільшу ефективність мають стенди з обома робочими барабанами. При цьому для проїзного варіанта стенда варто рекомендувати схему $Ш_Н$. По величинах реалізованої сили вона майже дорівнює $Ш_С$, те задовольняє умові стійкості і самостійного виїзду при визначених умов α і β. При φ=0,6 можна рекомендувати наступні величини кутів:

$$\alpha = 20°; \beta = 35°.$$

При цьому забезпечується виїзд через передній барабан ($\varphi \geq 0{,}36$) і стійкість (автомобіль зможе виїхати через задній барабан під дією *P*т лише при ($\varphi = 0{,}7$), коефіцієнт використання навантаження для такого стенда дорівнює 0,53.

Література

1. Мармут І.А., Кашканов А.А., Кашканов В.А. Дослідження взаємодії коліс автомобіля з роликами стенда при гальмуванні. Науковий журнал «Вісник машинобудування та транспорту». – Винниця: ВНТУ, 2021. – № 1(13), с. 68-77. DOI http://surl.li/dfvsh. 2. Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових якостей автомобілів: наукове видання / [Говорущенко М.Я., Волков В.П., Рабінович Е.Х., Мармут І.А., Зуєв В.О.]. Х.: ХНАДУ, 2009. – 344 с.

Науковий консультант: Мармут І.А., доц., к.т.н.

Гредасов О.О., ст. гр. А-53-23, Лисенко В.І., ст. гр. А-42-20

РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНИХ АВТОМОБІЛІВ НА ПРИКЛАДИ ВАНТАЖІВОК MAN

Автомобільний транспорт у всьому світі є основним споживачем енергетичних ресурсів. За допомогою математичного моделювання можна