

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Фізіолого-гігієнічні вимоги до ізолюючих засобів індивідуального захисту: Утв. Мінздравом СРСР 23.06.80/М., 1981. – 28 с.
2. Гаврилко О.А. Математичне моделювання нестационарного переносі тепла в захисному одязі пожежних і гірничих рятувальників з воднольодяною системою охолодження// Пожежна безпека – 2002: Зб.наук.праць.– Львів: 2002.– № 2.– С. 76-82.
3. Гаврилко А.А., Марійчук І.Ф., Ревякін А.В. Торетичні дослідження динаміки витрати рідини в системі охолодження ніг пожежного// Науковий вісник УкрДНІПБ.– № 2.– С. 217-222.
4. Лыков А.В. Теплообмен. Справочник.–М.: Энергия, 1972.– 560 с.
5. Теплотехніка: Підручник для вузів/ А.П. Баскаків, О.К. Витт і ін.; Під ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергиздат, 1982. – 264 с.
6. Шорин С.И. Теплопередача. – М.: Вища школа, 1964. – 481 с.
7. Патанкар С. Числовые методы решения задач теплообмена и динамики жидкостей – М.: – Энергоатомиздат, 1993. – 150 с.

УДК 614.843(075.32)

Е.М.Гуліда, д.т.н., професор, Я.В.Панів, І.О.Мовчан (Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)

РОЗРАХУНОК ПЛОСКИХ ПРУЖНИХ В'ЯЗЕЙ ЛАФЕТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО СТВОЛА

Розглянуто методику розрахунку пружних плоских в'язей підвіски лафетного вібраційного ствола. Отримано залежності для визначення товщини та ширини сталеві ресори в залежності від амплітуди коливань. Результати роботи можуть бути використанні при розробленні конструкції лафетного вібраційного ствола для заданих тактико-технічних вимог.

Сучасний стан проблеми. Для подачі компактного або розпиленого струменя рідини у вогнище пожежі в більшості випадків використовують пожежні ручні та лафетні стволи, які приєднуються до напірного патрубку. Наприклад, довжина водяного компактного струменя для ручних пожежних стволів коливається в межах від 28 м до 32 м, а розпиленого з кутом факела 60° - до 12 м [1]. Для лафетних стволів, внаслідок збільшення діаметра насадки, ці довжини приблизно збільшуються в 2...2,5 рази. Але це не підвищує в більшості випадків значної ефективності пожежогасіння, тому що компактний струмінь одноструменевий і його дія на вогнище пожежі представляється у вигляді точкового гасіння, а розпилений факел в більшості випадків використовується для осадження продуктів горіння. Тому, з метою удосконалення та підвищення ефективності процесу гасіння пожежі і на підставі аналізу існуючих методів [2] і технічних засобів пожежогасіння, у Львівському інституті пожежної безпеки була розроблена конструкція лафетного вібраційного ствола [3], яка набагато збільшує ефективність пожежогасіння завдяки збільшенню площі покриву вогнища при значній силі напору компактного струменя. Наприклад, при встановленні ствола під кутом 10...15°, довжина кологовинтового струменя досягає 30...35 м з площею покриву 28 м² [4].

На рис. 1 зображено загальний конструктивно-кінематичний вид лафетного вібраційного ствола з механізмом регулювання форми компактного струменя [5].

Механізм регулювання вертикальної та горизонтальної жорсткостей ресорної підвіски складається з чотирьох вертикальних притисних подушок 15 (по дві під кожну ресору), які за допомогою гнучких пластин 16, що мають малу горизонтальну та значну вертикальну

жорсткості, кріпляться до коромисла 21, та чотирьох горизонтальних притисних подушок 19, які закріплені до штока 22. При переведенні ручки перемикача 20, в положення „В”, „Н”, чи „Г”, вертикальна тяга 24 діє на вісь приводу 23, внаслідок чого змінюється положення штока 22, та коромисла 21, до яких приєднані вертикальні 15 та горизонтальні 19 притисні подушки і які своєю дією обмежують рух ресорної підвіски, тобто змінюють її жорсткість.

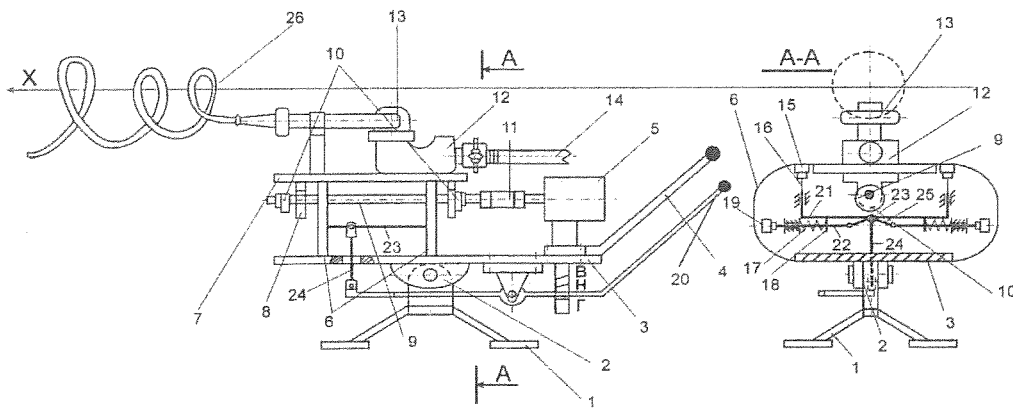


Рис. 1. Конструктивно-кінематична схема лафетного вібраційного ствола: 1 - опорна основа; 2 - шарнірне з'єднання; 3 - нерухома основа вібраційного стола; 4 - ручка керування; 5 - привід обертового руху; 6 - ресорна підвіска рухомої частини вібраційного стола; 7 верхня частина стола, яка вібрує; 8 - підшипникові опори валу дисбалансів; 9 - вал дисбалансів; 10 - дисбаланси; 11 - еластична муфта; 12 - приймальний корпус; 13 - ствол; 14 - напірний патрубок; 15 - притисна подушка (вертикальна); 16 - гнучка пластина; 17 - пружина; 18 - упорна шайба; 19 - притисна подушка (горизонтальна); 20 - ручка - перемикач; 21 - коромисло; 22 - шток; 23 - вісь приводу тяги; 24 - вертикальна тяга; 25 - штовхач; 26 - коловогвинтовий або еліпсогвинтовий компактний струмінь рідини.

Механізм регулювання вертикальної та горизонтальної жорсткості ресорної підвіски 6, працює таким чином. При переведенні ручки - перемикач 20, в положення „Г” (рис. 1) вертикальна тяга 24 діє на вісь приводу 23, яка змінює положення коромисла 21, внаслідок чого вертикальні притисні подушки 15 переходять у верхнє положення та обмежують рух ресорної підвіски 6, по вертикалі (збільшується вертикальна жорсткість підвіски) при цьому еліпсогвинтовий напрямок руху компактного струменя рідини набуває форми горизонтального еліпсу

При переведенні ручки - перемикач в положення „В” вертикальна тяга 24 діє на вісь приводу 23, що змінює положення коромисла 21, внаслідок чого вертикальні притисні подушки 15 відходять від ресорної підвіски в нижнє положення, а горизонтальні подушки 19, під дією штока 22, на який, в свою чергу, діють штовхачі 25, обмежують рух ресорної підвіски 6 по горизонталі, що приводить до збільшення горизонтальної жорсткості підвіски. При цьому еліпсогвинтовий напрямок руху компактного струменя рідини набуває форми вертикального еліпсу.

При переведенні ручки - перемикач в положення „Н”, горизонтальні 19 та вертикальні 15 притисні подушки переходять у нейтральне положення, тобто відходять від ресорної підвіски 6 і не обмежують її рух. В цьому випадку рух компактного струменя рідини набуває форми коловогвинтової форми.

Одним з основних елементів конструкції лафетного вібраційного ствола є ресорна підвіска 6 (пружні в'язі), яка може бути виготовлена у вигляді сталевих плоских ресор, від вибору конструктивних чинників яких залежить якісна робота ствола.

Мета роботи. Розробити методику розрахунку плоских пружних в'язей (ресорної підвіски) лафетного вібраційного ствола.

Розрахунок плоских пружних в'язей. Для півкруглої ресори (рис. 2) вертикальне переміщення кінцевого перерізу, тобто деформація f , може бути визначене за виразом [6]

$$f = 1,571 \frac{NR_0^3}{EI} = 4,7 \frac{mgR_0^3}{Ebh^3}, \text{ мм} \quad (1)$$

де N – вертикальне навантаження на одну ресору, Н; R_0 – радіус кривизни ресори, мм; E – модуль пружності, МПа (для сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа); $I = bh^3/12$ – момент інерції перерізу, мм⁴; b – ширина ресори, мм; h – товщина ресори, мм; m – маса елементів лафетного ствола, які в процесі його роботи коливаються, кг; g – пришвидшення вільного падіння, м/с².

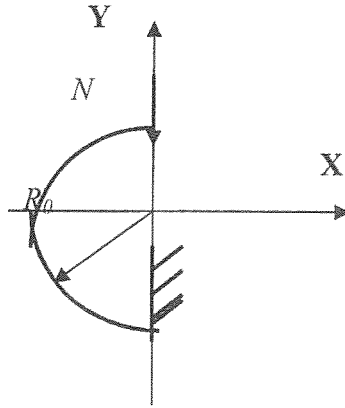


Рис. 2. Схема навантаження ресори.

Згинаючий момент в защемленні від вертикального навантаження (однієї опори ресори) $N = mg/4$ можна визначити за залежністю

$$M = NR_0, \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (2)$$

Напруження згину вздовж осі Y будуть дорівнювати

$$\sigma = \frac{M}{W} = 1,5 \frac{mgR_0}{bh^2} \leq [\sigma], \text{ МПа} \quad (3)$$

де $W = bh^2/6$ – полярний момент інерції вздовж осі Y , мм³; $[\sigma]$ – допустиме напруження на згин, МПа.

Амплітуда коливань A лафетного ствола дорівнює деформації ресори f . Тоді, виходячи із залежності (1), можна записати

$$A = 4,7 \frac{mgR_0^3}{Ebh^3}, \text{ мм}. \quad (4)$$

Потрібна ширина ресори b може бути визначена з використанням залежності (3)

$$b \geq 1,5 \frac{mgR_0}{[\sigma]h^2}, \text{ мм}. \quad (5)$$

Після підстановки значення h з залежності (4) в (5), отримаємо в кінцевому результаті значення ширини ресори

$$b \geq 0,153 \frac{mgE^2 A^2}{[\sigma]^3 R_0^3}, \text{ мм}. \quad (6)$$

Після визначення ширини ресори b та підстановки в залежність (4), в кінцевому результаті отримаємо значення її товщини h

$$h = 1,675 R_0 \sqrt[3]{\frac{mg}{EAb}}, \text{ мм.} \quad (7)$$

Приклад. Визначити розміри поперечного перерізу плоскої ресори вібраційного лафетного ствола, якщо радіус її кривизни $R_0 = 200$ мм, модуль пружності матеріалу ресори $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, амплітуда коливань $A = 20$ мм, маса елементів лафетного ствола, які в процесі його роботи коливаються, $m = 50$ кг, допустимі напруження на згин $[\sigma] = 215$ МПа [7].

Розв'язання. Визначаємо ширину ресори b за виразом (6)

$$b \geq 0,153 \frac{mgE^2 A^2}{[\sigma]^3 R_0^3} = 0,153 \frac{50 \cdot 9,81 \cdot (2 \cdot 10^5 \cdot 20)^2}{215^3 \cdot 200^3} \approx 15 \text{ мм.}$$

Після підстановки значення b в залежність (7), отримаємо

$$h = 1,675 R_0 \sqrt[3]{\frac{mg}{EAb}} = 1,675 \cdot 200 \cdot \sqrt[3]{\frac{50 \cdot 9,81}{2 \cdot 10^5 \cdot 20 \cdot 15}} \approx 6,8 \text{ мм.}$$

Відповідь. $h = 6,8$ мм; $b = 15$ мм; матеріал – сталь 65Г.

Висновки

1. Розроблено методику обґрунтованого вибору конструктивних чинників плоских пружних в'язей ресорної підвіски лафетного вібраційного ствола.

2. Отримано залежності для визначення ширини плоскої ресори із умови міцності на згин та товщини, що дає можливість враховувати максимальну амплітуду коливань ствола, тобто вібруючої частини лафета.

3. Представлені залежності та рекомендації дають можливість повною мірою розробити оптимальну конструкцію плоскої ресорної підвіски лафетного вібраційного ствола в залежності від необхідних тактико-технічних вимог до його роботи в заданих умовах.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Пожарная техника. В 2 ч. Ч. 1. Пожарно-техническое оборудование/А.Ф.Иванов, П.П.Алексеев, М.Д.Безбородько и др. – М.: Стройиздат, 1988. – 408с.*
2. *Мальцев Е.Д., Бубырь Н.Ф., Воротынцев Ю.П. и др. Гидравлика и пожарное водоснабжение. – М.: ВИПТШ, 1976. – 447 с.*
3. *Гуліда Е.М., Панів Я.В. Коловогвинтовий метод подачі компактного струменя рідини у вогнище пожежі // Збірник наукових праць "Пожежна безпека" № 3. – Львів: ЛПБ, 2003. – С. 3 – 9.*
4. *Пат. України, № 2003109243 / Козяр М.М., Гуліда Е.М., Панів Я.В., Павлюк Ю.Е. Лафетний вібраційний ствол. Заявл. 13.10.2003.*
5. *Пат. України, № 20031110761 / Гуліда Е.М., Мовчан І.О., Кузик А.Д. Лафетний вібраційний ствол із регульованою жорсткістю ресорної підвіски. Заявл. 27.11.2003.*
6. *Бабичев А.П., Зеленцов Л.К., Самодурский Ю.М. Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей. – Ростов: Изд-во Ростовского университета, 1981. – 160 с.*
7. *Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 557 с.*