

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УПРУГОЙ ПОДВЕСКИ КОВША СКРЕПЕРА

Канд. техн. наук., проф. ЩЕМЕЛЕВ А. М., асп. ПОДЫМАКО М. Э.

Могилевский государственный технический университет

Условия работы оператора скрепера при движении в транспортном режиме весьма тяжелые. Это обусловлено значительными вертикальными ускорениями и амплитудой колебаний оператора, что является следствием достаточно жесткой рессорной передней подвески, а также тяжелыми дорожными условиями перемещения скрепера. На выбор параметров рессорной подвески значительное влияние оказала специфика рабочего процесса скрепера. Жесткая подвеска исключает возникновение неуправляемого процесса заглубления и выглубления ковша при копании грунта, что является важным моментом. Один из способов снижения вибронагруженности оператора – подбор параметров подвески его рабочего места. Однако это потребует от завода-изготовителя изменения технологического процесса и внесения конструктивных изменений в серийно выпускаемую подвеску. В итоге высокая вибронагруженность оператора заставляет его снижать транспортную скорость движения скрепера и тем самым уменьшать производительность.

Цель работы – оценка влияния упругой подвески ковша скрепера на показатели, характеризующие вибронагруженность оператора и нагруженность металлоконструкции скрепера. Упругая подвеска осуществляется путем соединения штоковых полостей гидроцилиндров управления ковшом с гидравлическими или гидромеханическими упругими элементами. Кроме упругих, в систему вводятся и диссипативные элементы для обеспечения затухания колебаний. В качестве таких элементов в гидравлических системах могут быть применены дроссели. Введение в конструкцию скрепера дополнительных упругих и диссипативных элементов изменяет ее колебательные свойства. Для исследования поведения скрепера при его

движении по случайному микропрофилю рассмотрим динамическую модель скрепера с упругой подвеской ковша (рис. 1). В модели приняты следующие допущения [1]:

- конструкции частей машины представляют собой твердые тела, и машина симметрична относительно продольной плоскости;
- механизм рулевого управления зафиксирован в положении, соответствующем прямолинейному движению машины;
- все элементы системы имеют линейные характеристики, т. е. трение и зазоры отсутствуют, колеса совершают безотрывное движение.

В модели приняты следующие обозначения: q_1, q_2, q_3, q_4 – высоты неровностей под колесами скрепера, м; m_1 – масса неподрессоренных частей, кг; m_2 – масса поддрессоренных частей, кг; G_1, G_4 – силы тяжести неподрессоренных частей и оператора, Н; G_3 – сила тяжести тягача с тяговой рамой, Н; G_{31} – сила тяжести ковша с грунтом, Н; l_{G3}, l_{G31} – плечи сил тяжести тягача с тяговой рамой и ковша с грунтом относительно шарнира крепления упряжных тяг, м; I_{x1}, I_{x2}, I_{x3} – моменты инерции соответственно неподрессоренных частей, тягача с тяговой рамой и ковша с грунтом относительно продольной оси, проходящей через центр масс скрепера, кг·м²; I_{y2}, I_{y3} – моменты инерции тягача с тяговой рамой и ковша с грунтом относительно шарнира крепления упряжных тяг, кг·м²; B, B_1, B_2 – соответственно колеи тягача, рессор, скрепера, м; B_4 – расстояние от продольной оси скрепера до вертикальной оси рабочего места оператора, м; l_1, l_2 – расстояния соответственно от передней и задней осей

скрепера до шарнира крепления упругих тяг, м; l_4 – расстояние от шарнира крепления упругих тяг до вертикальной оси рабочего места оператора, м; c_1, c_2, c_3, c_4 – коэффициенты радиальной жесткости шин, Н/м; $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ – коэффициенты сопротивления шин, Н·с/м; c_{11}, c_{12} – коэффициенты жесткости рессор, Н/м; μ_{11}, μ_{12} – то же амортизаторов, Н·с/м; c_{14} – жесткости подвески рабочего места оператора, Н/м; μ_{14} – то же подвески рабочего места оператора, Н·с/м; m_4 – масса оператора, кг; $c_{гц}$ – коэффициент жесткости упругого элемента подвески ковша, Н/м; $\mu_{гц}$ – то же диссипативного элемента подвески ковша, Н·с/м.

Определим силы, действующие в упругих и диссипативных элементах динамической модели.

Упругая сила в передней левой шине составляет

$$F_{y1} = c_1(q_1 - z_1 - \gamma_1 B/2), \quad (1)$$

где z_1 – вертикальное перемещение центра масс неподрессоренных частей, м; γ_1 – угловое перемещение неподрессоренных частей относительно оси x , рад.

Диссипативная сила в передней левой шине равна

$$F_{d1} = \mu_1(\dot{q}_1 - \dot{z}_1 - \dot{\gamma}_1 B/2), \quad (2)$$

где $\dot{z}_1$ – вертикальная скорость центра масс неподрессоренных частей, м/с; $\dot{\gamma}_1$ – угловая скорость неподрессоренных частей относительно оси x , рад/с.

Упругая сила в левой задней шине

$$F_{y3} = c_3\left(q_3 - z_2 - \gamma_3 \frac{B_2}{2} - \phi_3 l_2\right), \quad (3)$$

где z_2 – вертикальное перемещение центра масс скрепера с грунтом, м; γ_3 – угловое перемещение тяговой рамы с ковшом и грунтом относительно оси x , рад; ϕ_3 – угловое перемещение ковша с грунтом относительно шарнира крепления упругих тяг, рад.

Диссипативная сила в левой задней шине

$$F_{d3} = \mu_3\left(\dot{q}_3 - \dot{z}_2 - \dot{\gamma}_3 \frac{B_2}{2} - \dot{\phi}_3 l_2\right), \quad (4)$$

где $\dot{z}_2$ – вертикальная скорость центра масс скрепера с грунтом, м/с; $\dot{\gamma}_3$ – угловая скорость тяговой рамы с ковшом и грунтом относительно оси x , рад/с; $\dot{\phi}_3$ – угловая скорость ковша с грунтом относительно шарнира крепления упругих тяг, рад/с.

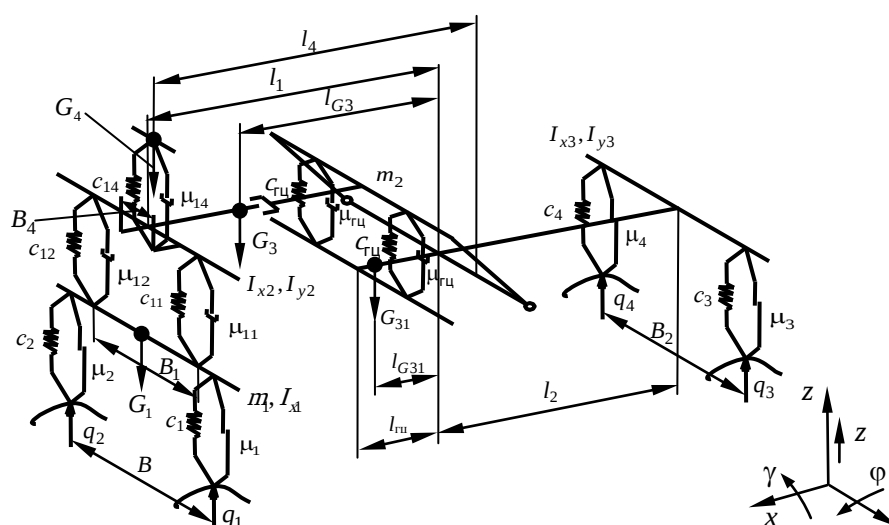


Рис. 1. Динамическая модель скрепера с упругой подвеской ковша

Упругая сила в левой рессоре

$$F_{y11} = c_{11} \left(z_1 - z_2 + \gamma_1 \frac{B_1}{2} - \gamma_2 \frac{B_1}{2} + \varphi_2 l_1 \right), \quad (5)$$

где γ_2 – угловое перемещение тягача относительно оси x , рад; φ_2 – угловое перемещение тягача с тяговой рамой относительно шарнира крепления упругих тяг, рад.

Диссипативная сила в левой рессоре

$$F_{d11} = \mu_{11} \left(\dot{z}_1 - \dot{z}_2 + \dot{\gamma}_1 \frac{B_1}{2} - \dot{\gamma}_2 \frac{B_1}{2} + \dot{\varphi}_2 l_1 \right), \quad (6)$$

где $\dot{\gamma}_2$ – угловая скорость тягача относительно оси x , рад/с; $\dot{\varphi}_2$ – угловая скорость тягача с тяговой рамой относительно шарнира крепления упругих тяг, рад/с.

Упругая сила в подвеске рабочего места оператора

$$F_{y14} = c_{14} (z_2 - z_4 + \gamma_2 B_4 - \varphi_2 l_4), \quad (7)$$

где z_4 – вертикальное перемещение оператора, м.

Диссипативная сила в подвеске рабочего места оператора

$$F_{d14} = \mu_{14} (\dot{z}_2 - \dot{z}_4 + \dot{\gamma}_2 B_4 - \dot{\varphi}_2 l_4), \quad (8)$$

где $\dot{z}_4$ – вертикальная скорость оператора, м/с.

Сила в упругом элементе подвески ковша

$$F_{y\tau\tau} = c_{\tau\tau} (\varphi_3 l_{\tau\tau} - \varphi_2 l_{\tau\tau}). \quad (9)$$

Сила в диссипативном элементе подвески ковша

$$F_{d\tau\tau} = \mu_{\tau\tau} (\dot{\varphi}_3 l_{\tau\tau} - \dot{\varphi}_2 l_{\tau\tau}). \quad (10)$$

Усилия в остальных упругих и диссипативных элементах определяются аналогично с учетом знаков.

Система дифференциальных уравнений составляется с использованием принципа Даламбера, т. е. рассматриваются уравнения равнове-

сия тел динамической модели. Система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d\dot{z}_1}{dt} = F_{y1} + F_{d1} + F_{y2} + F_{d2} - F_{y11} - F_{d11} - F_{y12} - F_{d12} - G_1; \\ \frac{dz_1}{dt} = \dot{z}_1; \\ I_{x1} \frac{d\dot{\gamma}_1}{dt} = (F_{y1} + F_{d1} - F_{y2} - F_{d2}) \frac{B}{2} + (F_{y12} + F_{d12} - F_{y11} - F_{d11}) \frac{B_1}{2}; \\ \frac{d\gamma_1}{dt} = \dot{\gamma}_1; \\ m_2 \frac{d\dot{z}_2}{dt} = F_{y12} + F_{d12} + F_{y11} + F_{d11} + F_{y3} + F_{d3} + F_{y4} + F_{d4} - \\ - F_{y14} - F_{d14} - G_3 - G_{31}; \quad \frac{dz_2}{dt} = \dot{z}_2; \\ I_{x2} \frac{d\dot{\gamma}_2}{dt} = (F_{y11} + F_{d11} - F_{y12} - F_{d12}) \frac{B_1}{2} - (F_{y14} + F_{d14}) B_4; \\ \frac{d\gamma_2}{dt} = \dot{\gamma}_2; \\ I_{y2} \frac{d\dot{\varphi}_2}{dt} = (F_{y14} + F_{d14}) l_4 - (F_{y12} + F_{d12} + F_{y11} + F_{d11}) l_1 - \\ - 2(F_{y\tau\tau} + F_{d\tau\tau}) l_{\tau\tau} + G_3 l_{G3}; \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \dot{\varphi}_2; \\ I_{y3} \frac{d\dot{\varphi}_3}{dt} = 2(F_{y\tau\tau} + F_{d\tau\tau}) l_{\tau\tau} + (F_{y3} + F_{d3} + F_{y4} + F_{d4}) l_2 + G_{31} l_{G31}; \\ \frac{d\varphi_3}{dt} = \dot{\varphi}_3; \\ I_{x3} \frac{d\dot{\gamma}_3}{dt} = (F_{y3} + F_{d3} - F_{y4} - F_{d4}) \frac{B_2}{2}; \quad \frac{d\gamma_3}{dt} = \dot{\gamma}_3; \\ m_4 \frac{d\dot{z}_4}{dt} = F_{y14} + F_{d14} - G_4; \quad \frac{dz_4}{dt} = \dot{z}_4. \end{cases} \quad (11)$$

Внешним возмущающим воздействием при движении скрепера в транспортном режиме является микропрофиль дороги. Описание микропрофиля осуществляется корреляционной функцией, которая в общем случае имеет вид [1]:

$$\rho(t) = a_1 e^{-a_1 t} + a_2 e^{-a_2 t} \cos \beta t, \quad (12)$$

где a_1, a_2, β – коэффициенты корреляционной связи; t – время движения, с.

Для микропрофиля приняты следующие допущения:

- высота неровностей микропрофиля распределена по нормальному закону [2, 3];

- микропрофиль стационарен и эргодичен [2].

Статистические характеристики микропрофилей различных типов для скреперов приведены в табл. 4 [1]. На рис. 2 показан микропрофиль грунтовой дороги при поступательной скорости движения скрепера $v = 5$ м/с и среднеквадратичной высоте неровностей $\sigma_h = 0,06$ м.

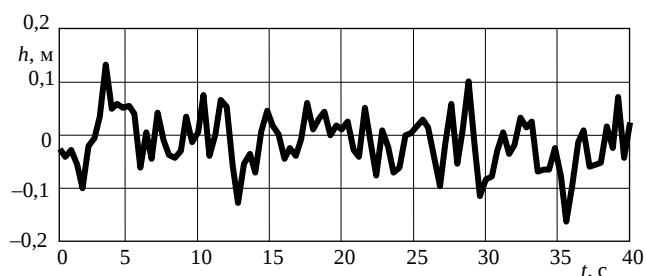


Рис. 2

Показатели, которые определяют эффективность применения упругой подвески ковша, следующие:

- среднеквадратичные вертикальные ускорения оператора в 3-й октаве (4 Гц) $\sigma_{\ddot{z}_4}$, м/с²;
- среднеквадратичные вертикальные перемещения оператора σ_{z_4} , м;
- среднеквадратичные вертикальные ускорения центра масс скрепера $\sigma_{\ddot{z}_2}$, м/с²;
- среднеквадратичные продольно-угловые ускорения узлов скрепера $\sigma_{\ddot{\phi}_2}, \sigma_{\ddot{\phi}_3}$, с⁻²;
- среднеквадратичный клиренс σ_k , м, и его математическое ожидание $\bar{k}$, м;
- амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний центра масс скрепера.

Вертикальные ускорения и перемещения оператора определяет его вибронегруженность (ГОСТ 12.1.012–90) и способность управлять скрепером. Частоты колебаний 4–8 Гц соответствуют собственным частотам колебаний внутренних органов человека, т. е. являются наиболее опасными для организма. Этот факт и определил выбор в качестве показателя среднеквадратичных вертикальных ускорений оператора частотой 4 Гц. Вертикальные и продольно-угловые ускорения узлов скрепера определяют нагруженность его металлоконструкции. Вели-

чина клиренса регламентируется технической характеристикой и влияет на проходимость и безопасность движения скрепера. Использование среднеквадратичных значений обусловлено тем, что при внешнем воздействии неровностей микропрофиля, распределенных по нормальному закону, а также линейных характеристиках элементов системы, выходные параметры (перемещения, скорости, ускорения, усилия упругих элементах) также будут распределены по нормальному закону [3]. Нормальное распределение является двухпараметрическим, т. е. для определения предельных (максимального и минимального) значений параметра или его амплитуды достаточно знать его математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение и воспользоваться правилом 3σ (трех сигм) [4]. Математические ожидания контролируемых ускорений определяются положением статического равновесия системы, а среднеквадратичные отклонения – статистической обработкой результатов реализации математической модели. Определение значений выбранных показателей осуществляется для наиболее вероятных скоростей движения скрепера (груженого – 5 м/с, порожнего – 7 м/с). На рис. 3–9 показаны зависимости показателей от среднеквадратичной высоты неровностей микропрофиля, и приняты следующие обозначения: 1, 3 – соответственно груженный и порожний скреперы традиционного исполнения; 2, 4 – соответственно груженный и порожний скреперы с упругой подвеской ковша.

Анализ графиков на рис. 3–9 показывает, что при использовании упругой подвески ковша скрепера:

- среднеквадратичные вертикальные ускорения оператора в 3-й октаве (рис. 3) снижаются на 30–45 % для груженого скрепера и на 10 % – для порожнего;
- среднеквадратичные вертикальные перемещения оператора снижаются на 6–10 % для груженого скрепера и практически не изменяются для порожнего (рис. 4);
- среднеквадратичные вертикальные ускорения центра масс скрепера (рис. 5) снижаются на 5% для груженого скрепера и на 10–25 % – для порожнего;

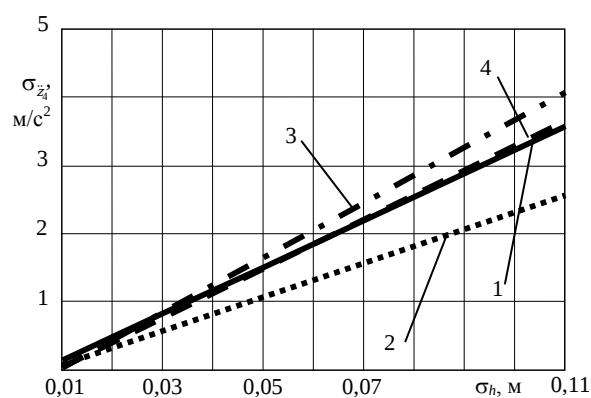


Рис. 3. Зависимость среднеквадратичного ускорения оператора от среднеквадратичной высоты неровностей

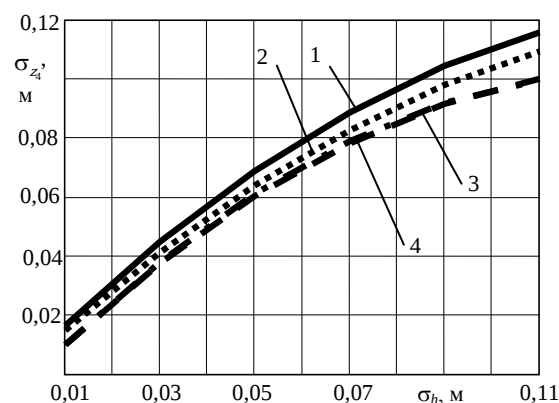


Рис. 4. Зависимость среднеквадратичного перемещения оператора от среднеквадратичной высоты неровностей

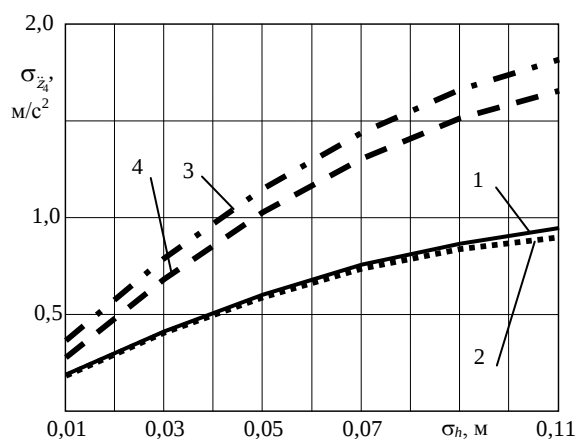


Рис. 5. Зависимость среднеквадратичного ускорения центра масс скрепера от среднеквадратичной высоты неровностей

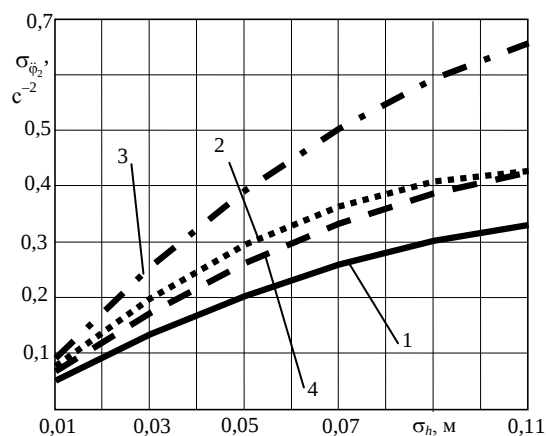


Рис. 6. Зависимость среднеквадратичного продольно-углового ускорения скрепера (тягача) от среднеквадратичной высоты неровностей

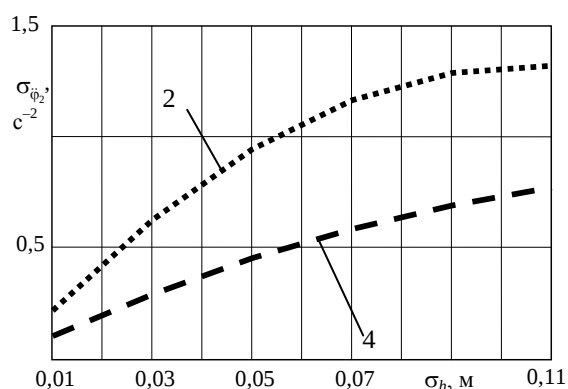


Рис. 7. Зависимость среднеквадратичного продольно-углового ускорения ковша с грунтом от среднеквадратичной высоты неровностей (скрепер с упругой подвеской ковша)

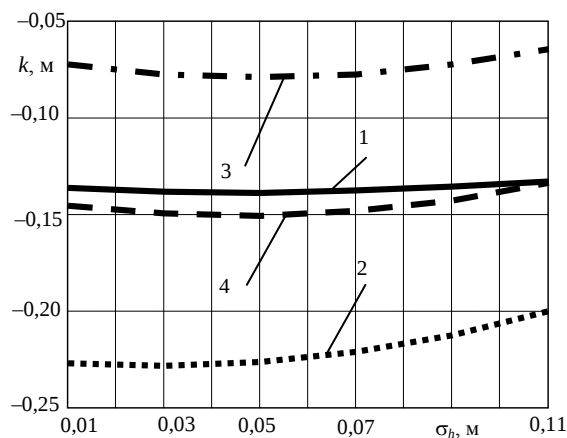


Рис. 8. Зависимость математического ожидания клирена от среднеквадратичной высоты неровностей

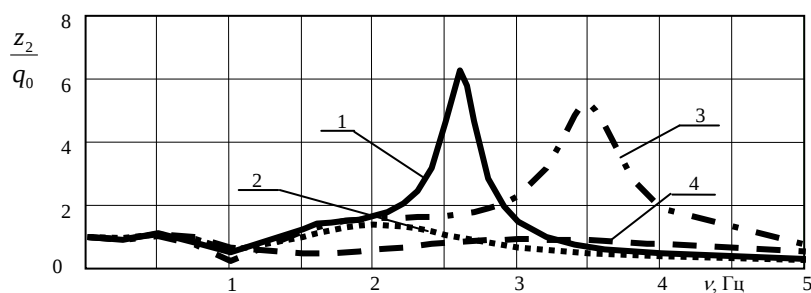


Рис. 9. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний центра масс скрепера:
 q_0 – максимальная высота неровности, м; ν – частота возмущающего воздействия, Гц

- среднеквадратичные продольно-угловые ускорения (рис. 6) скрепера (тягача) для груженого скрепера повышаются на 30–40 % и снижаются на 25–35 % для порожнего;
- возникают продольно-угловые перемещения ковша, среднеквадратичные ускорения которых показаны на рис. 7;
- математическое ожидание клиренса (рис. 8) для груженого скрепера уменьшается на 8–9 см и на 6–7 см – для порожнего;
- среднеквадратичный клиренс во всех случаях остается практически одинаковым;
- амплитуды вертикальных колебаний скрепера (рис. 9) в области резонансных частот снижаются в 3–5 раз.

ВЫВОД

Таким образом, применение упругой подвески ковша скрепера снижает вибронагруженность оператора; уменьшает клиренс скрепера,

что является существенным недостатком, который может быть исключен изменением высоты подъема ковша. Одним из преимуществ применения упругой подвески ковша является исключение явления галопирования скрепера при движении по гармоническому микропрофилю.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малиновский, Е. Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой / Е. Ю. Малиновский, М. М. Гайцгори. – М.: Машиностроение, 1974. – 176 с.
2. Кузнецов, Е. В. Проектирование ходовых систем колесных самоходных машин: учеб. пособие / Е. В. Кузнецов. – Могилев: МГТУ, 2001. – 212 с.
3. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
4. Гмурман, В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пособие для вузов: 4-е изд., доп. / В. Е. Гмурман. – М.: Высш. шк., 1972. – 368 с.

Поступила 20.02.2003