

УДК 624.07

Раковская Н.Х.

**БЕЗБАЛАНСИРНЫЕ МНОГООСНЫЕ АГРЕГАТЫ
ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА
В МАШИНОСТРОЕНИИ, СУДОСТРОЕНИИ И РАКЕТНОЙ ТЕХНИКЕ***Международный славянский университет г. Харьков*

Для работ связанных с транспортировкой негабаритных тяжелых и сверхтяжелых грузов, передвижением тяжелых кранов, кран-башен, в технологическом оборудовании ракетно-космической техники, судостроении и судоремонте, работ на плотинах, в горной и металлургической промышленности, на строительстве и т.д. используют специальные тяжелые многоосные агрегаты, передвигающиеся по рельсовому пути.

Широкое применение специальных агрегатов в реализации международных программ, нужд народного хозяйства страны предопределяет широту их эксплуатации и в каждом случае конструктивное решение агрегатов определяет решаемыми функциональными задачами.

Сложность создания и разработки ходовых колес и путей передвижения тяжелых агрегатов обусловлена значительными нагрузками, передаваемыми от ходовых колес на рельсовый путь. Действующие на путь нагрузки превышают статическое давление колес локомотивов более чем в 20 раз [1,2]. Опыт создания ходовой части агрегатов и путей для них со столь высокими нагрузками, не говоря уже о работе в условиях малых радиусов в плане, и в Украине, и за рубежом – небольшой.

Это, в свою очередь, приводит к необходимости постановки и решения задачи контактной прочности ходовых колес тяжелых агрегатов и рельсовых путей, причем решение этих задач должно осуществляться в сопряженной постановке с учетом взаимного влияния воздействия колеса на рельс и рельса на колесо.

Известны многочисленные разработки «контактных» задач но, будучи разобращенными спецификой частных условий, все эти разработки вылились в местные методики, не связанные между собой или даже противоречащие друг другу. Задачи на местное сжатие в каждой области применения развивались обособленно и в результате получены «контактные расчеты зубчатых колес», «контактные расчеты ходовых колес и рельсов», «контактные расчеты подшипников качения» и т.д. [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11].

Эксперименты в области контактных задач проводятся различно. Такие эксперименты, обычно связанные с оценкой износостойкости роликов и разных материалов, при разных нагрузках, при разных соотношениях качения и скольжения, при разных условиях смазки были проведены Трубиным, Серенсом, Грозиным, Вейем, Бакингом, Мерритом и др.

Механика разрушения в контакте сложна и не может быть объяснена только расклинивающим влиянием смазки. Это очевидно особенно тогда, когда мы переходим к сухому контакту, когда перекачивание роликов происходит без смазки [12–15, 16, 17]. Этот случай, представляющий собой интерес при анализе работы ходовых колес на рельсе, освещен в литературе слабее других, и объем посвященных ему экспериментов явно недостаточен. Поэтому соотношения, принятые в практике расчета зубчатых и червячных передач, не могут быть непосредственно перенесены в область сухого кон-

такта [6]. Это относится, по-видимому, и к области подшипников качения [18], где роль смазки иная, чем в зубчатых колесах.

Приведенные соображения делают необходимым накопление экспериментальных данных и уточнение представлений о работе упругих тел в условиях сухого контакта.

Автором проведены испытания роликов при чистом качении и качении со скольжением. Ролики изготавливались двух типов – цилиндрические, шириной 5 мм, и выпуклые, шириной 10 мм, с разными радиусами кривизны контактной поверхности: $r = 30, 20, 10$ мм.

Ролики изготавливались по партиям из одной поковки и имели твердость $HV = 1800, 2500, 4000, 5000$ и 6000 . Состояние рабочей поверхности соответствует шероховатости поверхности $R_a = 0,025$ мк.

Пары роликов при разных нагрузках подвергались испытаниям на протяжении большого числа циклов нагружения. Деформации роликов измерялись на этапах 2, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 70, 100 тысяч и далее через каждые 100 тысяч циклов нагружения до $N = 10^7$, кроме ряда случаев, когда имели место $N = 10^8 - 10^9$ циклов.

Контактные напряжения определялись по формуле (1) для цилиндрических роликов и (2) для выпуклых роликов [9].

$$\sigma_3 = K \sqrt[3]{PE^2 / R_1^2}, \quad (1)$$

где K – коэффициент, зависящий от отношения R_2 / R_1 , под R_1 подразумевается большой радиус, под R_2 – меньший; P – нагрузка ходового колеса; E – модуль упругости.

$$\sigma_3 = 0,176 \sqrt{PE / BR}, \quad (2)$$

где B – полезная ширина рельса.

Поведение цилиндрических и выпуклых роликов имеет некоторые особенности, на которых следует остановиться.

После нагружения цилиндрических роликов ширина их начинает быстро увеличиваться. Этот процесс, в зависимости от величины напряжений σ_3 , протекает с различной интенсивностью, но через некоторое время устанавливается некоторое равновесное состояние (рис. 1). Из рисунка видно, что начальная ширина роликов $B = 4,4$ мм через 20000 оборотов увеличивается до 7 мм, через 40000 оборотов – до 7,5 мм, но дальше наблюдается исключительно медленное изменение ширины и можно считать, что при $N = 50000 - 120000$ ширина примерно одинакова. Эти ролики испытывались под нагрузкой $P = 6580$ Н, что при $B = 4,4$ мм и $E = 2,05 \cdot 10^5$ Н/мм дает $\sigma_3^H = 52,5$ Н/мм². При начальной твердости $HV = 2000$ имеем $\sigma_3 / HV = 2,6$.

После того, как установилась ширина $B = 7,5$ мм, расчетные напряжения снизились до $\sigma_3^H = 400$ Н/мм², при этом $\sigma_3^K / HV \approx 2$. Увеличив нагрузку до $P = 7750$ Н, мы получаем $\sigma_3^H = 58,5$ Н/мм² и $\sigma_3^K = 420$ Н/мм², что дает $\sigma_3^K / HV = 2,1$. Заметим, что ролики испытывались до $N = 8,5 \cdot 10^7$ циклов, а ширина роликов $B = 8,2$ мм установилась уже при $N = 60000$ циклов.

При испытании роликов ($HV = 3500$) под нагрузкой $P = 4420$ Н начальная ширина 4,3 мм увеличилась при $N = 2 \cdot 10^4$ до 5,1 мм и осталась неизменной до $8,7 \cdot 10^7$. В этом случае $\sigma_3^H = 443$ Н/мм² $\approx 1,8$ HV, $\sigma_3^K = 405$ Н/мм² = 1,6 HV.

Аналогичные испытания охватывают большое число пар роликов. Так как нагрузки и вызываемые ими напряжения велики, то процесс «срабатывания» начинался сразу после включения машины, но наклеп стабилизировал процесс, и, несмотря на очень большие деформации, мы не наблюдали разрушения поверхности после миллионов циклов нагружения.

Если напряжения назначались меньшими, то и ширина роликов устанавливалась ранее и была меньшей.

Характерными в этих испытаниях оказались соотношения между контактными напряжениями, подсчитанными при установившейся ширине роликов, и начальной твердостью материала.

$$\sigma_s / HB = 0,247 - 13 \cdot 10^{-3} \cdot HB. \quad (3)$$

Эти данные нанесены на рис. 2 и, как видим, примерно отвечают линейной зависимости.

При высоконагруженном состоянии в контакте испытываемых роликов металл получал пластические деформации, и ширина контакта увеличивалась вместе с числом циклов нагружения. Так как нагрузки велики и напряжение σ_s при первом нагружении больше предела текучести, имеем фазу "переменного равновесия", – в этих условиях не приходится говорить о возможности использования зависимостей теории упругости. Но далее, когда равновесие устанавливается, материал можно считать совершенно упругим. В этом случае возможно при нескольких допущениях использовать решение Герца.

На всех цилиндрических роликах на рабочей поверхности наблюдаются дефекты типа микропиттинга, что указывает на усталостное разрушение тонких поверхностных участков от действия циклических контактных нагрузок.

На рабочих поверхностях всех выпуклых роликов питтингообразование не наблюдается, наличие микротрещин не обнаружено.

Ходовые колеса агрегатов, впрочем, как и кранов, локомотивов и т.д. работают в условиях качения при наличии тангенциального усилия и иногда явного скольжения. Имеются в виду приводные колеса, тангенциальные нагрузки которых вызывают упругое, а иногда и видимое скольжение – буксование при разгоне, скольжении, при торможении. В связи с прочностными расчетами ходовых колес тяжелых агрегатов представляет интерес исследование работы роликов при качении со скольжением в условиях сухого трения [9, 12, 14, 17, 19]. Изучению этого вопроса уделялось внимание на протяжении многих лет, однако и в настоящее время он исчерпывающе не освещен.

Поэтому автором были проведены эксперименты с выпуклыми роликами. Для создания высоких напряжений в контакте ролики профилировались в поперечном направлении по радиусам $r = 10, 15$ и 20 мм. Нагрузка на ролики P варьировалась в пределах от $0,3$ до $1,3$ кН, что создавало напряжения в них, близкие к напряжениям в реальных ходовых колесах подвижных агрегатов $\sigma_s = 200 \dots 500$ Н/мм².

В случае применения роликов одного диаметра (в пределах $30 \dots 50$ мм) за счет смены зубчатых колес скольжение на роликах составляло $10, 15$, и 20 %, интерес же для исследования представляли скольжения порядка $1, 2, 3 \dots 10$ %. Чтобы достичь таких величин скольжения, применялись ролики разных диаметров в паре, например, 48 и 50 мм или 46 и 50 мм и т.д.

Величина скольжения S определялась по формуле

$$S = \frac{V_c}{V}, \quad (4)$$

где V_c – скорость скольжения; V – окружная скорость роликов.

Скорость скольжения находится из выражения

$$V_c = \frac{\pi}{60}(n_1 D_1 - n_2 D_2), \quad (5)$$

где n_1 и n_2 – числа оборотов в минуту первого и второго роликов.

Например, пусть ролик диаметром 46 мм имеет $n_1 = 425$ об/мин, а ролик диаметром 50 мм – $n_2 = 385$ об/мин. Полученная в эксперименте скорость скольжения

$$V_c = \frac{\pi}{60}(425 \cdot 4,6 - 385 \cdot 5) = 1,57 \text{ м/с}, \quad \text{т.е. в процентах скольжение равно}$$

$$S \% = \frac{V_c - V}{V} \cdot 100 = 1,5 \% , \quad \text{причем } V = \frac{\pi}{60} n_2 D_2 .$$

Измеряя в каждом новые величины крутящего момента от трения M_T и учитывая что

$$M_T = f \frac{PD^2}{2}, \quad (6)$$

где f – коэффициент трения, получили

$$f = \frac{2M_T}{PD^2}. \quad (7)$$

Располагая в ходе каждого опыта f и S % для фиксированной внешней силы P , меняя величину скольжения S , строим график (рис. 3) при различных нагрузках

$$f = (P \cdot 10^{-8} + 0,0005) \cdot S^2 + S \cdot (0,0095 - P \cdot 10^{-6}) + 0,1499 \cdot P \cdot 10^{-0,111}. \quad (8)$$

Из рис. 3 видно наличие минимума, но при увеличении параметра S ($f > f_{\min}$) коэффициент трения скольжения увеличивается и может стать очень большим.

В проведенных экспериментах изучалось поведение соприкасающихся элементов при циклическом нагружении, формирование поверхностей контакта и соотношение этих поверхностей с «теоретическими», размеры которых могут быть определены с помощью известных зависимостей Герца [9, 20].

Исследование поверхности качения роликов показало, что при высоконапряженном состоянии в контакте возникали пластические деформации, и ширина контакта увеличивалась вместе с числом циклов нагружения. Этот процесс в зависимости от величины напряжений и скольжения протекал с различной интенсивностью. Однако через определенное время устанавливалось некоторое равновесное состояние, интенсивность накопления остаточных деформаций замедлялась, а ширина контактной дорожки роликов стабилизировалась после $2 \cdot 10^4$ циклов и сохранялась неизменной вплоть до появления питтинга (рис. 1).

При качении роликов каждый цикл нагружения вносил в процесс деформирования контактной дорожки свой вклад – уширяется, изменяется форма «мгновенной» площадки [14, 17, 21, 22]. Соответственно изменяется закон давления на контактной площадке – в контактирующем слое материала развиваются усталостные трещины и это дает основание вести расчеты на прочность по нагружениям на поверхности контакта, хотя при цементации и других видах обработки металла может иметь место сложное напряженное состояние, ответственное за образование трещин под контактной площадкой, – автор не связывает этот момент с оценкой прочности по «глубинным» напряжениям сдвига принятой некоторыми специалистами [22, 23] в расчетах зубчатых колес, ходовых колес и пр. В конкретных расчетах оперируем интегральными параметрами, влияние же неровностей поверхностей может быть учтено корректирующим коэффициентом, как то имеет место при расчетах на прочность при изгибе, кручении. Таким образом, практика контактных расчетов представляется вполне убедительной, чем не исключаются дополнительные исследования специальных случаев контакта.

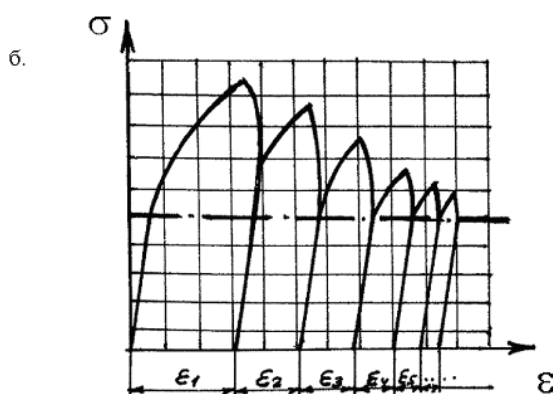
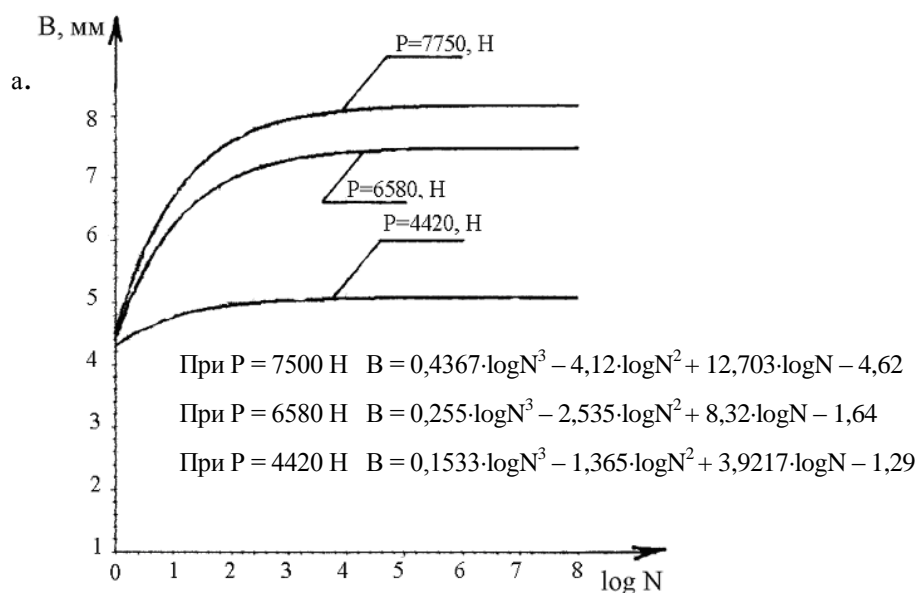


Рисунок 1

а – Зависимость $B = f(\log N, P)$;

б – Приспособляемость материала при циклическом нагружении

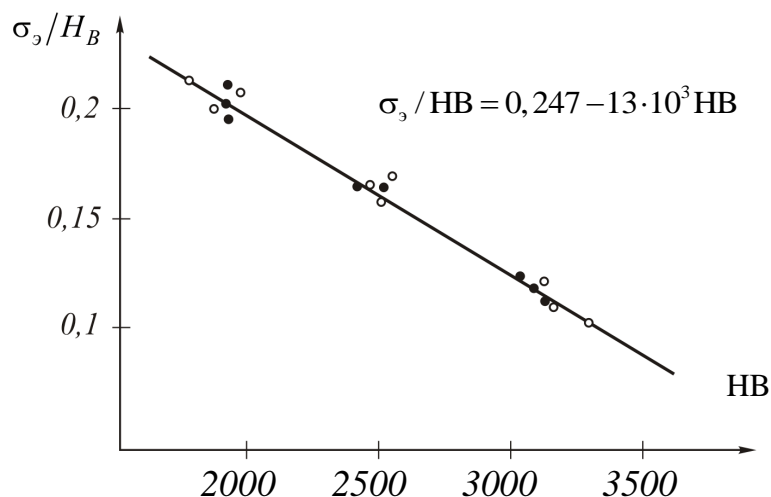


Рисунок 2 – График изменения соотношения σ_3/HB в функции твердости для роликов: •, о – цилиндрических и выпуклых

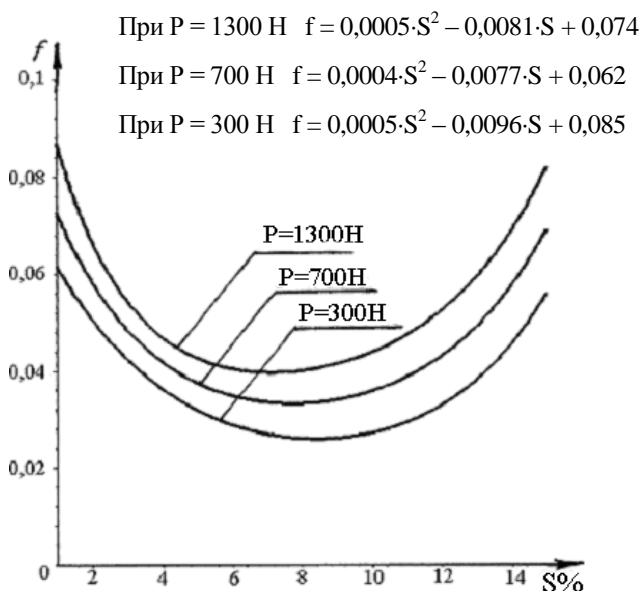


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента трения f от S при различных нагрузках

Литература

1. Раковский Х.В. Ходовая часть сверхтяжелых специальных агрегатов – рельсы – основание путей / Х.В. Раковский, Н.Х. Раковская-Башмакова. – Х.: МСУ, 1998. – 84 с.
2. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств / В.А. Гордеев. – М.: Транспорт, 1981. – 158 с.
3. Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел / А.Н. Динник. – Избранные труды АН УССР, 1952. – Т.1. – С. 13–14.
4. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие / Б.С. Ковальский. – Х.: ХВКИУ, 1964. – 224 с.
5. Беляев Н.М. К вопросу о местных напряжениях в связи с сопротивлением рельсов смятию. Труды по теории упругости и пластичности / Н.М. Беляев. – М.: ГИТТЛ, 1957. – С. 215–231.

6. Решиков В.Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач / В.Ф.А. Решиков. – М.: Машиностроение, 1975. – 231 с.
7. Петрусевич А.И. Контактные напряжения, деформации, контактно-гидродинамическая теория смазки / А.И. Петрусевич. – М.: Институт Машиностроения АН СССР, 1950. – 369 с.
8. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи / А.И. Петрусевич // Детали машин. – М.: Машгиз, 1953. – Кн. 1. – С. 199–332.
9. Технологическое оборудование космических комплексов (контактные задачи в расчетах агрегатов) / Х.В. Раковский, Н.Х. Раковская-Башмакова. – Х.: МСУ, 1998. – 142 с.
10. Расчет напряжений от касательной нагрузки в зоне контакта колеса и рельса / Б.С. Ковальский // Сб. науч. трудов ХВАИВУ. – Х.: ХВАИВУ, 1968. – Вып. 258. – С. 3–8.
11. Коровчинский М.В. Распределение напряжений в окрестности локального контакта упругих тел при одновременном действии нормальных и касательных усилий в контакте / М.В. Коровчинский. – М.: Машиностроение, 1967. – № 6. – С. 85–95.
12. О расчетных напряжениях в зоне контакта / Раковская-Башмакова Н.Х., Самойлова А.Х. // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Харків. Сер. «Технічні науки». – 1998. – Т. 1. – № 3. – С. 47–50.
13. Раковская Н.Х. К расчету крановых ходовых колес и рельсов // Науковий вісник будівництва Академії будівництва України. – 2003. – Вип. 24. – С. 150–159.
14. Экспериментальное исследование формирования контактной дорожки на поверхности рельсов / Н.Х. Раковская // Збірник наукових праць Харківського ІВПС ім. І. Кожедуба. – 2003. – Вип. 1(9). – С. 47–54.
15. Об определении площади контакта при комбинированном нагружении / Н.Х. Раковская // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Харків. Сер. «Технічні науки». – 2003. – Т. 6. – № 1. – С. 19–21.
16. О напряжениях в зоне контакта плоского колеса от действия нормальных сил с использованием трехмерной компьютерной графики / Н.Х. Раковская // Збірник наукових праць Української Державної академії залізничного транспорту. – 2004. – Вип. № 57. – С. 195–202.
17. Экспериментальное изучение поведения контактной зоны во времени / Х.В. Раковский, Н.Х. Раковская, А.Х. Раковская-Самойлова // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Харків. Сер. «Технічні науки». – 2001. – Т. 4. – № 7. – С. 3–19.
18. Спицина И.О. Подшипники качения в подъемно-транспортных машинах / И.О. Спицина // Новая подъемно-транспортная техника. – М.: ВНИИПТМАШ, 1964. – № 3. – 82 с.
19. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / Н.И. Безухов. – М.: Высшая школа, 1968. – 512 с.
20. Беляев Н.М. Применение теории Герца к подсчетам местных напряжений в точке соприкосновения колеса с рельсом. Труды по теории упругости и пластичности / Н.М. Беляев. – М.: ГИТТЛ, 1957. – С. 9–31.
21. Об остаточных деформациях при взаимодействии твердых тел / Н.Х. Раковская // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2004. – Вип. 23. – С. 106–111.
22. Орлов А.В. Остаточные деформации при контактном нагружении / А.В. Орлов, С.В. Пинегин. – М.: Наука, 1971. – 62 с.
23. Пинегин С.В. Контактная прочность в машинах / С.В. Пинегин. – М.: Машиностроение, 1965. – 195 с.