

УДК 629.113

**А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц., И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф.,
В. А. Ким, д-р техн. наук, проф.**

ВЛИЯНИЕ УГЛА ПОДЪЕМА ВИНТОВОЙ ЛИНИИ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА МОТОЦИКЛА С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Приводятся результаты исследования зависимости тормозного момента и коэффициента полезного действия дискового тормоза от угла подъема резьбы винтового нажимного устройства дискового тормоза. Установлены оптимальные пределы изменения угла подъема резьбы, оказывающего комплексное влияние на характеристики дискового тормоза с механическим приводом. Установлено, что изменение угла подъема резьбы позволяет увеличить значения нажимного усилия и, соответственно, тормозного момента без потери работоспособности винтового нажимного устройства по критерию износостойкости и запаса прочности ходового винта по эквивалентным напряжениям.

В зависимости от условий движения, функционального назначения и конструктивного исполнения транспортных средств устанавливается определенное количество тормозных механизмов, обладающих требуемыми техническими характеристиками. В последние годы значительно увеличилось количество транспортных средств со штатными дисковыми тормозными механизмами.

Эффективность дисковых тормозных механизмов зависит от целого ряда факторов. Если рассматривать дисковые тормоза с гидравлическим приводом, то в данном случае эффективность определяется ограничением давления жидкости в гидроприводе.

Эффективность дисковых тормозов с механическим приводом сдерживается незначительным увеличением прикладываемых усилий с помощью механических нажимных устройств, используемых в тормозных механизмах.

Разработанные дисковые тормоза нового типа содержат механическое нажимное устройство, которое позволяет использовать механический привод, например, трос в оболочке. Разработанные тормоза с механическим приводом способны создавать необходимые тормозные моменты для любых транспортных средств, обладая при этом невысокими стоимостью, сложностью и, что немало-

важно, надежностью.

К тормозным механизмам транспортных средств предъявляются особо жесткие требования: стабильная эффективность, максимальная надежность, большая энергоемкость, безотказность, долговечность и простота технического обслуживания и ремонта [1, 2]. Учитывая преимущества дисковых тормозов нового типа с механическим нажимным устройством, они в большей степени соответствуют предъявляемым жестким требованиям, чем тормоза с гидравлическим приводом.

Учитывая, что в качестве нажимного устройства дискового тормоза выступает винтовая передача [3, 4], проводилось исследование влияния угла подъема винтовой линии на характеристики тормоза.

Угол подъема винтовой линии резьбы является параметром, от которого зависит не только развиваемый тормозной момент, но также и много других параметров тормозного механизма. Всё это требует внимательного подхода к выбору величины угла подъема резьбы.

На рис. 1 представлена зависимость развиваемого тормозного момента от величины угла подъема резьбы β . Диапазон изменения угла подъема резьбы выбирался исходя из назначения ходовой резьбы нажимного устройства.

Значение угла подъёма резьбы изменялось от 16 до 33°, а его нижняя граница ограничивалась критерием самоторможения резьбы. Это означает, что в данном нажимном устройстве необходимо иметь резьбу без эффекта самоторможения, т. к. в этом случае отпадает необходимость в каких-либо дополнительных устройствах,

предназначенных для обеспечения отвода тормозных колодок от диска [5, 6]. Для этого необходимо, чтобы угол подъёма резьбы был больше угла трения: $\beta > \varphi$ (обычно $\beta \geq 2\varphi$), т. е. минимальное значение угла подъёма резьбы должно быть согласовано с реально существующими углами трения в резьбе.

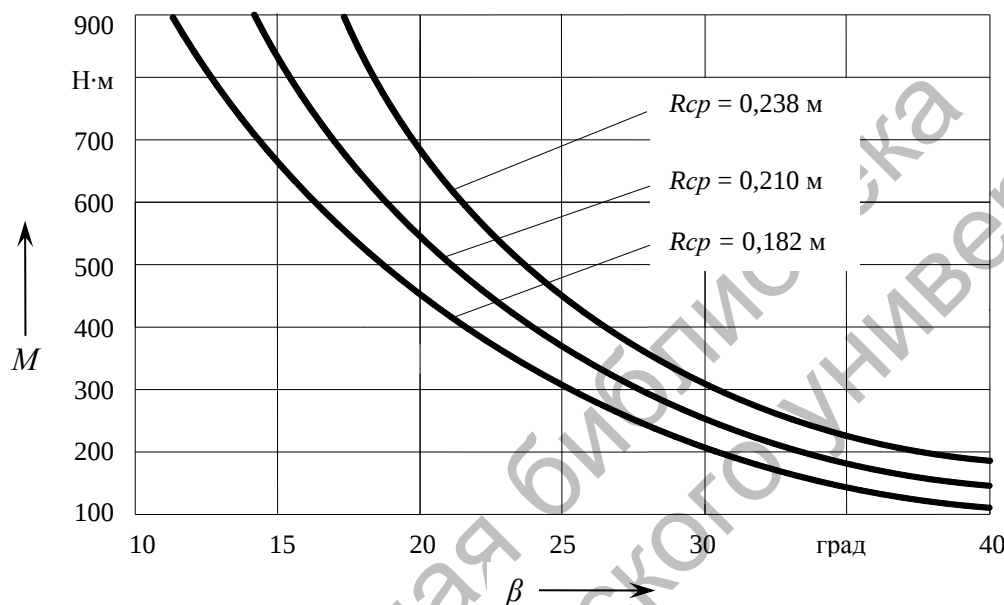


Рис. 1. Зависимость момента трения M дискового тормоза от угла подъёма резьбы β при различных значениях среднего радиуса трения R_{cp}

Верхняя же граница выбранного диапазона изменения угла подъёма резьбы связана с тем, что увеличение угла подъёма резьбы свыше 25° нецелесообразно, т. к. при этом прирост КПД незначителен, а изготовление резьбы с большими углами подъёма затруднено. К тому же уменьшается передаточное отношение винтовой передачи [4].

Исследование влияния угла подъёма резьбы на тормозной момент проводилось при трёх значениях среднего радиуса трения: $R_{cp} = 0,182$ м; $R_{cp} = 0,196$ м; $R_{cp} = 0,238$ м.

При среднем радиусе трения, имеющем наибольшее из трёх значение $R_{cp} = 0,238$ м, величина необходимого тормозного момента достигалась раньше, чем при двух других значениях среднего радиуса трения.

Это означает, что есть возможность, в случае необходимости, значительно увеличить развиваемый тормозной момент, не изменяя параметров нажимного устройства, т. е. притом же тормозном механизме, за счёт незначительного возрастания диаметра тормозного диска.

Одновременно с этим, сохраняя диаметр тормозного диска, можно повысить развиваемый тормозной момент, незначительно уменьшив угол подъёма резьбы.

Например, для среднего радиуса трения $R_{cp} = 0,196$ м, принятого для мотоцикла ММВЗ-3.1135, выпускаемого Минским мотовелозаводом (ОАО «МОТОВЕЛО»), уменьшая угол подъёма резьбы β с 23 до 20°, развиваемый тормозной момент M возрастает с 397 до 449 Н·м.

С уменьшением величины угла подъёма резьбы возрастает развиваемый тормозной момент, что напрямую связано с возрастанием нажимного усилия, которое также имеет тенденцию к возрастанию с уменьшением угла подъёма резьбы.

Одновременно с описанным влиянием величины угла подъёма резьбы на тормозной момент происходит изменение величины коэффициента полезного действия, среднего диаметра резьбы и нажимного усилия. Кроме того, ходовая резьба нажимного устройства может изменить свои свойства с точки зрения эффекта самоторможения.

Это означает, что угол подъёма резьбы оказывает комплексное влияние на показатели тормозного механизма, что позволяет одновременно решать несколько задач.

Для мотоциклов Минского мотовело-завода оптимальной является величина угла подъёма резьбы $\beta = 23^\circ$, т. к. при такой величине развиваемый тормозной момент равен 397,1 Н·м (требуемая величина по условию сцепления шин с дорогой); коэффициент полезного действия – 0,71 (при наличии трения на торце винта); без трения на торце винта коэффициент полезного действия – 0,77; средний диаметр резьбы – 18 мм.

Одновременно с влиянием на величину тормозного момента, коэффициент полезного действия и средний диаметр резьбы угол подъёма резьбы оказывает влияние на величину эквивалентных напряжений (совместное действие кручения и сжатия), воздействующих на винт нажимного устройства.

Учитывая комплексное влияние угла подъёма резьбы на другие параметры, оценивалось его влияние на величину тормозного момента во взаимосвязи с коэффициентом трения в резьбе.

Исследование проводилось при трёх значениях угла подъёма резьбы: $\beta = 16^\circ$; $\beta = 23^\circ$; $\beta = 30^\circ$. Так, при коэффициенте трения в резьбе $\mu_2 = 0,05$ и величине угла подъёма резьбы $\beta = 23^\circ$ тормозной момент равен $M = 455$ Н·м; при коэффициенте трения в резьбе $\mu_2 = 0,19$ и величине угла

подъёма резьбы $\beta = 23^\circ$ тормозной момент равен $M = 311$ Н·м.

Проведенный анализ результатов исследований позволил не только определить характер влияния коэффициента трения в резьбе на тормозной момент (увеличение момента трения с уменьшением коэффициента трения), но также определить возможные пределы вариации угла подъёма резьбы с учетом коэффициента трения в резьбе.

Максимальное значение $M = 611$ Н·м тормозной момент принимает при величине угла подъёма резьбы $\beta = 16^\circ$ и коэффициенте трения в резьбе $\mu_2 = 0,05$.

Учитывая подобное влияние коэффициента трения в резьбе, его можно отнести к факторам, однозначно влияющим на параметры тормозного механизма. То есть при решении любых задач, возникающих как при проектировании тормозного механизма с рассматриваемым нажимным устройством, так и при производстве, необходимо предусмотреть все возможные мероприятия, направленные на снижение коэффициента трения в резьбе, т. к. при уменьшении потерь на трение в резьбе увеличиваются значения как коэффициента полезного действия, так и тормозного момента.

Для этой цели производится подбор материалов в сопряжении винт-гайка с низким коэффициентом трения (для материалов сталь-бронза коэффициент трения составляет 0,1). Для снижения коэффициента трения используется также смазка поверхностей трения в винтовой передаче или производится замена трения скольжения трением качения. Последнее влечёт за собой усложнение конструкции и увеличение стоимости передачи.

Одним из основных параметров нажимного устройства на основе винтовой передачи является средний диаметр резьбы. Результаты исследования влияния среднего диаметра резьбы на величину тормозного момента и другие характеристики дискового тормоза позволяют говорить о значительной взаимо-

связи среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы. Учитывая большое значение угла подъема резьбы для показателей дискового тормоза: тормозной момент, необходимое приводное усилие, износостойкость, прочность и другие показатели, проводилось исследование влияния угла подъема резьбы на величину коэффициента полезного действия.

Исследование проводилось с учетом возможного изменения среднего

диаметра резьбы. Являясь важным параметром нажимного устройства, угол подъема резьбы позволяет изменять значение развиваемого нажимного усилия и обеспечивать растормаживание тормоза.

Зависимость коэффициента полезного действия от величины среднего диаметра резьбы с учетом изменения угла подъема резьбы показана на рис. 2.

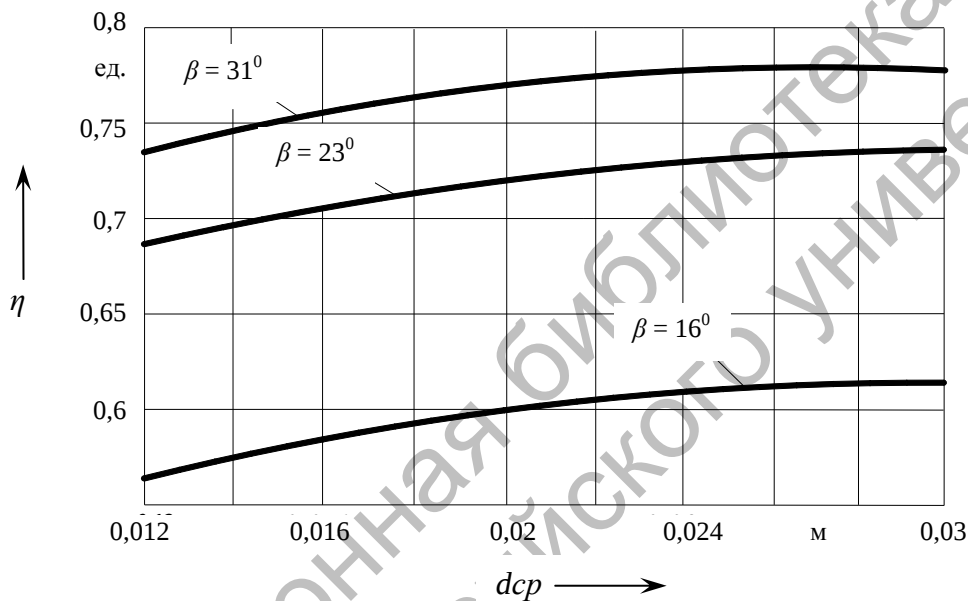


Рис. 2. Зависимость коэффициента полезного действия η от среднего диаметра резьбы d_{cp} при различных значениях угла подъема резьбы β

Исследование зависимости проводилось при трех значениях угла подъема резьбы: $\beta = 16^\circ$; $\beta = 23^\circ$; $\beta = 31^\circ$. Выбранные значения соответствуют оптимальным значениям нажимного усилия с сохранением эффекта растормаживания при снятии воздействия с приводного рычага. Остальные параметры винтовой передачи соответствовали параметрам, принятым в винтовом нажимном устройстве, используемом для мотоциклов Минского мотоцикловзавода (ОАО «МОТОВЕЛО»).

В ходе исследования рассматриваемой зависимости установлено возрастание коэффициента полезного действия с возрастанием значения среднего диаметра резьбы. Одновременно наблюдает-

ся увеличение коэффициента полезного действия с возрастанием угла подъема резьбы, при этом максимальное значение коэффициента полезного действия ($\eta = 0,773$) соответствует среднему диаметру резьбы $d = 30$ мм и углу подъема резьбы $\beta = 31^\circ$.

Минимальное значение коэффициента полезного действия ($\eta = 0,611$) соответствует нажимному устройству с меньшим средним диаметром резьбы $d = 12$ мм при меньшем из трех рассматриваемых углов подъема резьбы $\beta = 16^\circ$.

Подобное изменение коэффициента полезного действия в зависимости от

возрастания среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы позволяет говорить о целесообразности увеличения значений как среднего диаметра резьбы, так и угла подъема резьбы.

Кроме того, с увеличением угла подъема резьбы и среднего диаметра резьбы снижается среднее контактное давление в резьбе, т. е. возрастает износостойкость винтовой передачи нажимного устройства.

Для мотоцикла Минского мотовелозавода с учетом материалов, принятых в винтовой передаче сталь–бронза, величина допускаемого контактного давления в резьбе будет составлять $[p] = 2000 \text{ Н/см}^2$ (20 МПа). Определив возникающие контактные давления в резьбе для полученных значений среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы, можно констатировать, что по основному критерию работоспособности винтовой передачи – износостойкости рассчитанная пара отвечает необходимым требованиям ($17,5 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа}$).

Проводилось исследование влияния угла подъема резьбы и среднего диаметра резьбы на тормозной момент и величину эквивалентных напряжений, действующих на винт. По результатам исследований можно сделать вывод: с возрастанием величины данных параметров

винтового нажимного устройства возникает возможность увеличения значений нажимного усилия и, соответственно, тормозного момента без потери работоспособности винтовой передачи по критерию износостойкости и запаса прочности ходового винта по эквивалентным напряжениям.

Установлено: увеличение угла подъема резьбы и среднего диаметра резьбы ведёт к снижению значения воздействующего на винт эквивалентного напряжения и при значениях угла подъема резьбы $\beta = 23^\circ$ и среднего диаметра резьбы $d = 18 \text{ мм}$ запас прочности ходового винта по эквивалентному напряжению составляет 4,4.

Винт нажимного устройства может выполняться с двумя участками резьбы противоположной направленности. Для этого случая на рис. 3 приведена графическая зависимость коэффициента полезного действия от угла подъема резьбы с обозначением «без трения на торце винта». Подобный случай исполнения винта означает, что воздействие на тормозные колодки осуществляется через два участка резьбы противоположной направленности. Трение при этом присутствует на поверхности резьбы.

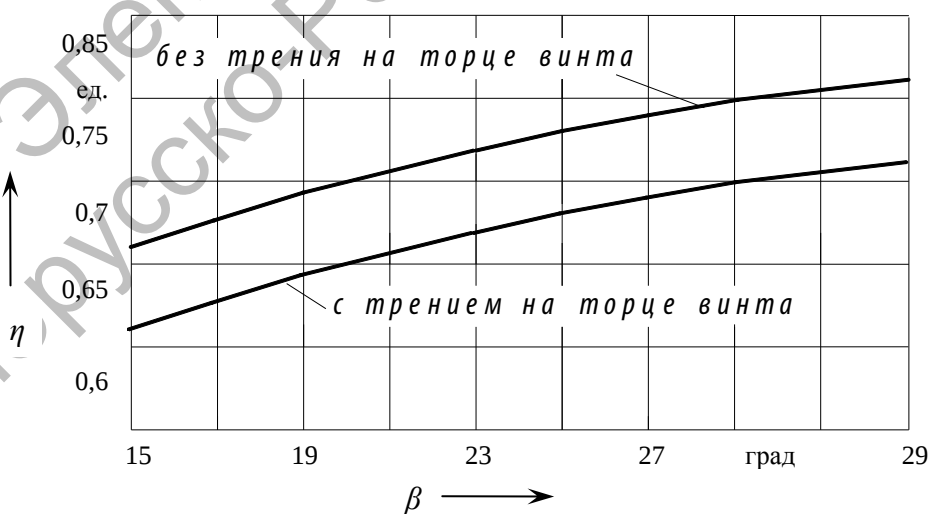


Рис. 3. Зависимость коэффициента полезного действия η от угла подъема резьбы β для случая с трением на торце винта и случая без трения на торце винта

В другом исполнении нажимное устройство дискового тормоза с механическим приводом содержит винт 2 нажимного устройства с одним участком резьбы (рис. 4). Взаимодействие винта 2 с тормозными колодками происходит через резьбовую поверхность винта и полусфе-

ру регулировочного винта 1, вкрученного в винт нажимного устройства 2. Зависимость коэффициента полезного действия η от угла подъема резьбы β для этого случая обозначено «с трением на торце винта» (см. рис. 3).

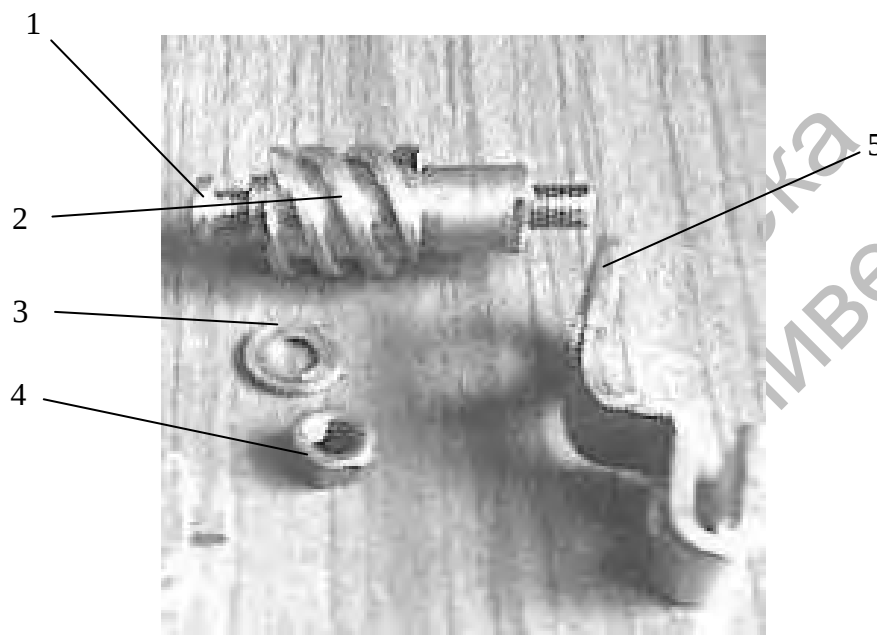


Рис. 4. Винт механического нажимного устройства дискового тормоза в сборе с регулировочным винтом: 1 – винт регулировочный; 2 – винт нажимного устройства; 3 – шайба; 4 – гайка; 5 – рычаг приводной

Конструкция винта «с трением на торце винта», используемого в механическом нажимном устройстве, показана на рис. 4. Винт 2 имеет участок резьбы прямоугольного сечения. Цилиндрический участок винта 2 предназначен для установки в кронштейн, что позволяет избежать консольного расположения винта 2 в конструкции тормозного механизма. Симметричные плоскости, профрезерованные в цилиндрической части винта 2, служат для установки приводного рычага 5. В теле винта выполнено резьбовое отверстие, в которое устанавливается регулировочный винт 1, служащий для регулировки зазора между тормозными колодками и тормозным диском при изнашивании фрикционных накладок во время эксплуатации. На торце регулировочного

винта 1 находится полусфера, предназначенная для контакта с тормозной колодкой 3 через установленный между ними цилиндр 2 (рис. 5).

Винт механического нажимного устройства участком резьбы, расположенным на его поверхности, контактирует с тормозной скобой 1 (см. рис. 5). Тормозная скоба 1 охватывает тормозной диск, по обе стороны которого расположены тормозные колодки 3 и 4. При вращении винта возникает его осевое перемещение.

Осевое перемещение винта вызывает перемещение и прижатие цилиндра 2 к тормозной колодке 3 и, соответственно, прижатие тормозной колодки 3 к тормозному диску. Под действием возникающего при этом реактивного уси-

лия происходит перемещение скобы 1, которая воздействует на тормозную колодку 4, расположенную с другой стороны тормозного диска.

Наличие в конструкции нажимного устройства цилиндра 2 продиктовано тепловыми условиями работы дискового

тормоза. Располагаясь между винтом нажимного устройства 2 (см. рис. 4) и тормозной колодкой 3 (см. рис. 4), цилиндр 2 (см. рис. 5) позволяет локализовать термическую нагрузку на тормозной механизм.

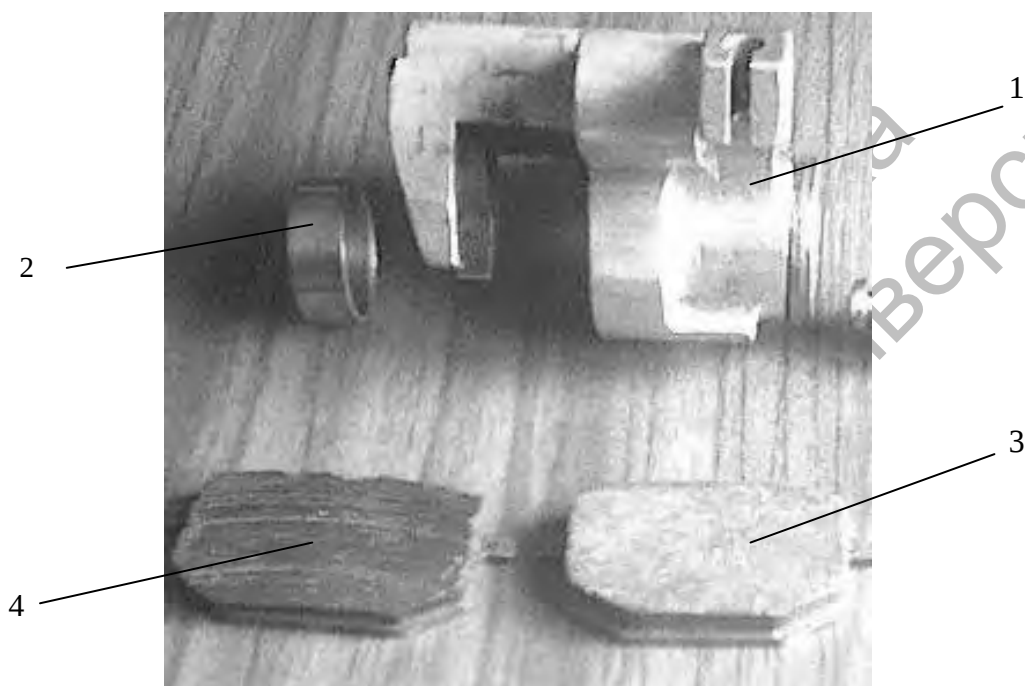


Рис. 5. Скоба дискового тормоза с механическим приводом: 1 – скоба; 2 – цилиндр; 3 – колодка тормозная правая; 4 – тормозная колодка левая

Заклучение

Таким образом, на основании проведенных исследований влияния угла подъема резьбы на параметры дискового тормоза определены оптимальные пределы изменения угла подъема резьбы нажимного устройства. Установлен характер влияния угла подъема резьбы нажимного устройства на тормозной момент и коэффициент полезного действия нажимного устройства дискового тормоза с механическим приводом.

Разработанные рекомендации по определению значений угла подъема резьбы с учетом изменения тормозного момента и коэффициента полезного действия позволяют обосновано выбирать основные

параметры нажимного устройства дискового тормоза.

Полученные результаты дают возможность определить параметры как нажимного устройства, так и тормозного механизма в целом для различных транспортных средств.

Рекомендации позволяют ускорить проектные работы и избежать ошибок при проектировании дисковых тормозов нового типа с механическим нажимным устройством.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика колесных машин: монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.

2. **Ким, В. А.** Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе силового анализа / В. А. Ким ; под ред. Р. И. Фурунжиева. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 344 с.

3. Пат. № 4006 ВУ МПК F16 D 55/00. Тормозной механизм / А. С. Мельников [и др.]. – № 20070344 ; заявл. 04.05.07 // Афіцыйны бюлетэнь. Вынаходствы. Карысныя мадэлі. Прамысловыя ўзоры. Опубл. 2007. – № 5 – С. 30.

4. Пат. 4640, ВУ МКИ С 1 F 16 D 55/00.

Дисковый тормоз / Г. И. Мамити [и др.]. – № а19980743 ; заявл. 05.08.98 ; опубл. 18.04.02 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2002. – № 3. – С. 30.

5. **Мамити, Г. И.** Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла / Г. И. Мамити, М. С. Льянов ; под ред. Г. И. Мамити. – Владикавказ : Рухс, 2002.

6. **Мамити, Г. И.** Теория винтовой передачи / А. С. Мельников, М. С. Льянов // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 1. – С. 79–83.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.02.2009

A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim
Influence of the angle of spiral of the pressure device on the characteristics of the motorcycle disk brakes with a mechanical drive

Given in the paper are the results of the study of dependences of the braking torque and the efficiency of the disk brake on the spiral angle of the screw of the disk brake of the pressure device. Also, optimum limits of spiral angle variation which have a complex influence on the characteristics of the disk brake with a mechanical drive are determined.

It has been found that changing of the angle of ascent of the thread allows to increase the meanings of the pressure effort and, correspondingly, of the braking torque without the loss of the working capacity of the helical pressure device by the wear resistance criterion and margin of strength of feed screw by equivalent pressures.