

где $h_0 = S + f$ - высота пружины.

Если нет каких-либо специфических требований к проектируемому узлу, на этом расчет пружин заканчивается.

Л и т е р а т у р а

1. Калачев В.Ф. О выносливости тарельчатых пружин большой жесткости. - Станки и инструмент, 1974, № 4. 2. Его же. Расчет углов заневоленных тарельчатых пружин большой жесткости. - В сб.: Прогрессивная технология машиностроения. Минск, 1971, вып. 2. 3. Расчеты на прочность в машиностроении. / С.Д.Пономарев, В.Л.Бидерман, К.К.Лихарев и др. - М., 1956, т. I, 1958, т. II.

УДК 629.114.3

Г. И. Мамити

НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ КОЛЕСНЫХ И ТРАНСМИССИОННЫХ БАРАБАНЫХ ТОРМОЗОВ

При расчете тормозных механизмов автомобиля особое внимание следует уделить тормозному барабану и колодкам, в результате взаимодействия которых создается тормозной момент. Однако вопросы расчета тормозного барабана на жесткость и прочность - самой тяжелонагруженной детали автомобиля - до сих пор не нашли должного отражения ни в отечественной, ни в зарубежной технической литературе. Это частично можно объяснить сложностью явлений, имеющих место в тормозном механизме [1].

Приступая к расчету барабана и других деталей тормоза, необходимо прежде всего исследовать нагрузочные режимы тормозов и сделать обоснованный выбор расчетных режимов торможения и расчетной схемы.

Нагрузочные режимы колесных и трансмиссионных (стояночных) тормозов сильно различаются, поэтому обсудим их раздельно.

При расчете на прочность барабана и других деталей (колодки и их опоры, привод к разжимным устройствам и пр.) колесного тормоза необходимо рассмотреть следующие нагрузочные режимы.

1. Экстренное торможение с максимальной возможной интенсивностью. Здесь расчет ведется на воздействие максимальных механических нагрузок, приложенных к со-

ответствующим деталям, определяются механические напряжения в тормозном барабане, вызываемые прижатием к нему колодок.

2. Длительное торможение при затяжном спуске с интенсивностью, не превышающей 30% от интенсивности экстренного торможения. Здесь определяются температурные напряжения, возникающие в тормозном барабане в результате его неравномерного нагрева.

Напряженно-деформированное состояние барабана трансмиссионного тормоза складывается из воздействия центробежных сил инерции и сил давления со стороны колодок, вызывающих возникновение сил трения и нагрев во время торможения (аварийного). Отличие условий работы барабанов колесных и трансмиссионных тормозов заключается в том, что последние вращаются с большими скоростями, вследствие чего подвергаются воздействию значительных по величине центробежных сил инерции. Кроме того, в случае торможения трансмиссионным тормозом, когда им необходимо погасить всю кинетическую энергию поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля, высокоскоростной режим торможения сопровождается выделением большого количества тепла в сравнительно короткое время, что ведет к перегреву барабана и интенсивному износу накладок, потере тормозного момента и пр.

Как установлено теоретически и подтверждено экспериментально [2], центробежные силы инерции превосходят по величине и продолжительности воздействия все прочие механические нагрузки, действующие на барабан стояночного тормоза при нормальном режиме его работы. Под последним понимается прижатие колодок к неподвижному барабану или свободное вращение барабана, когда на него воздействуют только центробежные силы инерции. Это видно из исследований трансмиссионного тормоза автомобиля БелАЗ-540. Так, максимальные окружные относительные деформации барабана, вызванные прижатием колодок к неподвижному барабану, равны 0,00016, к вращающемуся — 0,000255; вызванные центробежными силами инерции при 3200 об/мин равны 0,000237, а при нагреве до 600 °С — 0,0066.

Таким образом, для трансмиссионного тормоза нужно рассмотреть следующие нагрузочные режимы:

1. Прижатие колодок к неподвижному барабану. На возникающие при этом механические нагрузки следует рассчитывать колодки и их опоры, привод к режимным устройствам и пр. — все, кроме барабана.

2. Свободное вращение барабана при максимальной скорости движения автомобиля. Здесь определяется напряженно-деформированное состояние барабана под воздействием инерционной нагрузки. При этом учитываются только центробежные силы инерции.

3. Аварийное торможение в случае отказа основной тормозной системы. Возникающие при этом температурные напряжения приводят к растрескиванию барабана и выходу его из строя. Этот режим торможения считаем недопустимым. После аварийного торможения барабан трансмиссионного тормоза следует тщательно осмотреть и в случае обнаружения макротрещин заменить.

Известно, что уже при первом торможении поверхность трения барабана покрывается сеткой термических трещин. Приведут ли они к разрушению тормозного барабана, зависит от величин окружных и меридиональных напряжений вызванных, механической нагрузкой, и температурных напряжений, вызванных нагревом тормозного барабана. Температурные напряжения в тормозном барабане возникают из-за неравномерного нагрева по толщине, длине и окружности барабана во время торможения и из-за закрепления, препятствующего свободному расширению барабана. В результате нагрева диаметр рабочей (цилиндрической) части тормозного барабана значительно увеличивается, вследствие чего во фланце возникают дополнительные изгибающие и нормальные напряжения.

Разрушение колесных тормозных барабанов автомобиля БелАЗ-540 на стенде происходит путем распространения сквозных радиальных трещин, образующихся в отверстиях закрепления, на цилиндрическую часть и вследствие отрыва цилиндрической части барабана от фланца вблизи закреплений.

Описанный характер разрушений барабанов свидетельствует о решающей роли температурного расширения цилиндрической части в формировании напряженно-деформированного состояния тормозного барабана в местах закрепления.

Исследование прочности тормозного барабана начинается не только с выбора расчетного режима, но и с выбора расчетной схемы.

Экспериментально установлено [1], что распределение давления по длине накладок может быть синусоидальным, равномерным и косинусоидальным в зависимости от степени приработанности накладок, жесткостей барабана и колодок, силового режима торможения, температурных условий и конструктивных па-

раметров. Нашими исследованиями, проведенными на Белорусском автозаводе, также подтверждено, что жесткость барабана, силовой режим и продолжительность торможения, от чего зависит температурное расширение барабана, решающим образом определяют закон распределения давления по длине накладок.

Исследователи, рассматривавшие вопросы нагружения тормозного барабана, принимали его радиально (нормально) нагруженным [3]. Решив задачи расчета плоских колец, дискретно нагруженных симметричными радиальными и кососимметричными тангенциальными синусоидально, равномерно и косинусоидально распределенными усилиями [4] и анализируя их результаты, мы пришли к выводу, что реальной картине нагружения более соответствует расчетная схема, на которой распределенные усилия, действующие на тормозной барабан со стороны колодок, параллельны.

Возникает также вопрос, какой закон распределения давления по длине тормозных накладок принять за расчетный? Это будет зависеть от жесткости барабана и того, какой расчет предполагается производить — функциональный или прочностный.

Если производится функциональный расчет тормозов, под которым понимается определение момента трения, создаваемого в тормозном механизме при известных геометрических параметрах его и исполнительного органа и давлении воздуха (жидкости) или приводных усилий, следует принимать синусоидальное распределение давления по длине накладок как закон, при котором момент трения тормоза минимален. Однако, чтобы знать возможный диапазон изменения момента трения, необходимо просчитать его и для других законов распределения нагрузки.

В основу же расчета тормозного барабана на жесткость и прочность должен быть положен косинусоидальный закон распределения давления по длине накладок как соответствующий максимальному силовому режиму торможения.

Выводы. 1. Для барабана колесного тормоза механические напряжения играют решающую роль при кратковременных, температурные — при длительных торможениях.

2. Для барабана трансмиссионного тормоза в качестве расчетного режима должно быть принято свободное вращение барабана с частотой, соответствующей максимальной скорости движения автомобиля, при котором в барабане возникают механические напряжения, вызванные центробежными силами инерции.

3. При функциональном расчете барабанных тормозов следует принимать синусоидальный закон распределения давления по

длине накладок как закон, при котором момент трения тормоза минимален.

4. При прочностном расчете тормозов должен быть принят косинусоидальный закон распределения давления по длине накладок как закон, соответствующий максимальному силовому режиму торможения.

Л и т е р а т у р а

1. Гадолин В.Л. Исследование колодочных тормозов. – В сб.: Расчеты и исследования некоторых деталей машин. – М., 1955. 2. Мамити Г.И. Исследование напряженно-деформированного состояния барабана и колодок тормозного механизма. – В сб.: Проектирование, строительство и эксплуатация лесовозных дорог. Мат-лы Всесоюз. науч. конф. – Минск, 1972. 3. Fazekas G.A.G. Temperature Gradients and Heat Stresses in Brake Drums. – SAE Transactions, v.61, 1953, p.279. 4. Мамити Г.И. Расчет колец, дискретно нагруженных симметричными и кососимметричными распределенными нагрузками. – Тез. докл. республ. науч.-техн. конф. Науч. – техн. прогресс и повышение эффективности производства автомоб. техники". – Минск, 1974.

УДК 621.833.6

О.Н.Цитович

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ САТЕЛЛИТОВ В ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В настоящее время известно несколько довольно простых методов подбора чисел зубьев колес для планетарных зубчатых передач по заданной величине передаточного отношения [1. . .3] .

Однако если выбор чисел зубьев колес, которые могут обеспечить заданную величину передаточного отношения, достаточно прост и надежен, то для оценки выбранных значений на выполнение условия сборки рекомендуются сложные зависимости [4... 6] . Сложность эта состоит в том, что фактически под условием сборки понимают их два – это условие сборки и условие взаимозаменяемости.

В действительности сборка планетарной передачи возможна при любых значениях чисел зубьев колес, удовлетворяющих условию соосности, и при любом числе сателлитов, удовлетворяя –