

Самостійна робота за темою 6

Тема: Види тертя.

(Самостійно опрацювати матеріал за темою 6 згідно плану)

- 6.1. Механіко контактні дії при терті кочення.
- 6.2. Класифікація підшипників кочення. Механізм зношення підшипників кочення.
- 6.3. Особливості взаємодії колеса з покриттям. Механізм зношування протектора шини об покриття.

6.1 Механіка контактної дії при терті коченні

Існує кілька гіпотез про механізм тертя кочення. Зокрема, опір коченню пояснюють адгезією контактуючих поверхонь, недосконалою пружністю реальних тіл (гістерезисними втратами), проковзуванням у зоні контакту, а також одночасним існуванням названих процесів.

Адгезійна теорія розглядає кочення як процес безперервного відновлення і руйнування містків зварювання, час існування яких навіть при середніх швидкостях складає порядку 10^{-6} с. При повороті тіла, що котиться, молекули поверхні спряжених тіл, розташовані перед контактною площадкою, зближаються настільки, що відбувається утворення адгезійних зв'язків. При цьому руйнуються адгезійні зв'язки на границі виходу третьових тіл з контакту і піддаються значним деформаціям контактуючих нерівностей, розташованих поблизу цієї границі. Адгезійний зв'язок на інших ділянках контакту (у центрі контактної площадки і в зоні, що прилягає до її передньої границі) істотного впливу на процес кочення не здійснює. Отже, опір коченню обумовлений в основному опором деформуванню і руйнуванню тільки тієї частини містків зварювання, які розташовані в зоні виходу третьових тіл з контакту. Такий процес послідовного руйнування адгезійних зв'язків обумовлює низьке значення сили тертя кочення.

При ковзанні тіла обертання сила тертя значно вища, ніж при коченні, оскільки практично всі адгезійні зв'язки на контактній площадці здійснюють одночасно спільномірний за величиною опір зрушенню. Очевидно, що кількість зруйнованих молекулярних зв'язків в одиницю часу, а отже, і енергія, затрачувана на подолання сили тертя при ковзанні значно вища, ніж при коченні.

При ковзанні повинні утворюватися більш міцні адгезійні зв'язки, оскільки можливий зріз оксидних і адсорбційних плівок на вершинах контактуючих нерівностей і вступ у контакт ювенільних ділянок поверхонь.

Гістерезисна теорія в своїй основі має явище недосконалої пружності матеріалів тіл кочення. Відповідно до цієї теорії, енергія, затрачувана на подолання опору коченню, витрачається на гістерезисні втрати при деформуванні спряжених тіл. Кожен елемент площини, по якій котиться циліндр, відчуває послідовно цикл "навантаження – розвантаження", що

описується петлею гістерезису. Різниця між витраченою і повернутою енергією в цьому циклі дорівнює площі петлі гістерезису і може бути виражена у вигляді $\alpha_g W$, де W – робота з переміщення циліндра на одиницю шляху тертя. Тоді сила тертя кочення твердого циліндра за пружним півпростором описується формулою:

$$\frac{F}{k} = \frac{4\alpha_g N b}{3\pi l R}, \quad (6.1)$$

де α_g – коефіцієнт гістерезисних втрат; N – нормальне навантаження;
 b – напівширина площадки контакту; l – довжина циліндра;
 R – радіус циліндра.

Відзначимо, що напружений стан матеріалу основи при коченні по його поверхні циліндра істотно відрізняється від одноосьового розтягування і α_g , обумовлений при одноосьовому навантаженні, повинне відрізнятися від значення цього коефіцієнта при коченні.

Гістерезисна теорія задовільно пояснює причину опору коченню жорсткого тіла обертання по поверхні пластини з еластомеру. У значно меншій мірі вона застосовна для кочення металевих тіл. Експерименти з кочення одне по одному сферичних тіл з однойменних металів показали, що для пояснення їхнього опору коченню необхідно використовувати явно завищені значення коефіцієнта гістерезисних втрат. Так, для міді α_g повинна дорівнювати 0,32, для фосфатної бронзи – 0,14, для дюралюмінію – 0,6, в той час як у дійсності для зазначених металів цей показник знаходиться в межах 0,02...0,04. Таку розбіжність можна пояснити тим, що при навантаженні, яке перевищує межу пружності, після декількох проходів тіла кочення контакт зовні здається пружним. У напрямку, нормального до поверхні тертя, пластична деформація металу відсутня, після проходження тіла кочення поверхня деформованого металу цілком відновлюється. Однак, у підповерхневому шарі спостерігається пластична плинність металу в напрямку, рівнобіжному вектору швидкості тіла кочення. Затрачувана при цьому енергія і є основною складовою енергії, необхідної для подолання опору коченню.

Теорія проковзування. Відповідно до цієї теорії, основною причиною опору коченню вважається проковзування. Воно може бути обумовлене деформацією контактуючих тіл або розходженням у швидкостях різних точок тіла, що котиться.

Проконзування за Рейнольдсом наочно спостерігається при коченні твердого циліндра по гумі. За один оборот циліндр проходить меншу відстань, ніж довжина його окружності. Це пояснюється деформацією контактуючих тіл. Так, під дією нормального навантаження матеріал основи деформується і контакт здійснюється не по лінії, а по смужці. При цьому матеріал циліндра в зоні контакту буде піддаватися деформації стискування, а основи – деформації розтягування. Тому при повороті циліндра вивільнювані від контакту точки його поверхні будуть прагнути віддалитися одна від одного, а точки поверхні основи – зблизитися. Це призводить до проковзування мікроділянок контактуючих поверхонь одного тіла щодо іншого. Існування проковзування

при коченні підтверджено експериментом, у якому по гумовій основі перекочували сталевий циліндр, з діаметральним отвором з пофарбованими краями.

На гумі відбиток круглого отвору мав форму еліпса, орієнтованого малою віссю в напрямку кочення. При навантаженні, що забезпечує проникнення циліндра в гуму на величину близьку до його радіуса, мала вісь відбитку виявилася менше великої на 10%. Наявність чітко позначеної границі відбитка свідчить про знехтуваний малий внесок проковзування в опір коченню. Цей висновок підтверджується також результатами теоретичних досліджень, у яких показано, що внесок прослизання за Рейнольдсом в опір коченню стає відчутним тільки при високих навантаженнях.

Проковзування за Пальмгрену – Хізкоуту або диференціальне проковзування спостерігається на прикладі кулі, що котиться по прямолінійному жолобу (рис. 6.1). За один оберт кулі точка A повинна проходити більшу відстань, ніж точка B . У той же час шлях L , пройдений центром кулі за один оберт, відповідає якомусь середньому значенню, тобто $2\pi r < L < 2\pi R$. Ця різниця і обумовлює проковзування поверхонь тертя. Встановлено, що чисте кочення спостерігається для двох перетинів кулі, що знаходяться на відстані 0,176 від центра зони контакту (b – напівширина контактної площадки). У центральній частині контакту сила проковзування F_1 спрямована протилежно вектору швидкості переміщення центра кулі, а на периферійних ділянках F_2 співпадає з V .

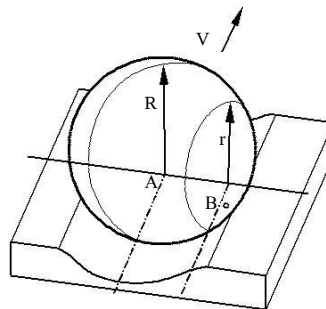


Рис. 6.1. Диференційне проковзування при коченні кулі по жолобу

На основі аналізу моменту цих сил щодо точки, у якій проковзування відсутнє, формула для розрахунку сили тертя F , обумовленої проковзуванням:

$$F = \frac{f_n N (b)^2}{12 (R)}, \quad (6.2)$$

де f_n – коефіцієнт тертя, обумовлений проковзуванням; R – радіус кулі; b – напівширина контактної площадки.

Сучасні уявлення про природу тертя кочення. Зміни коефіцієнта тертя кочення при зміні радіуса кривизни тіла, що котиться, показали, що

отримані залежності не можуть бути пояснені ні однією з вищеописаних теорій.

Теорія проковзування дає занижені величини опору коченню. Крім того, відповідно до цієї теорії, два циліндри однакових розмірів, виконані з одного матеріалу, при коченні один по одному не повинні відчувати опору коченню, що не відповідає дійсності.

Відповідно до молекулярної (адгезійної) теорії сила тертя кочення твердого тіла F_K повинна збільшуватися зі зростанням радіуса кривизни тіла, що котиться, тому що росте фактична площа контакту. Однак при коченні реальних тіл можлива зворотна залежність.

Гістерезисна теорія приводить до висновку, що опір коченню повинен наближатися до нуля при великих радіусах кривизни, що суперечить молекулярній теорії. Згідно з експериментальними даними залежність $F_K(R)$ має мінімум. Отже, кожна з названих теорій описує окремий випадок досить складного процесу, що протікає в зоні контакту тіл кочення.

Відповідно до сучасних уявлень опір коченню твердого тіла по пружній основі обумовлений трьома причинами: адгезією, гістерезисними втратами і проковзуванням у зоні контакту. Опір, обумовлений адгезійною взаємодією, локалізується переважно поблизу задньої границі контактної площадки. Тут поверхні тертя тіл кочення будуть розділятися з розривом адгезійних зв'язків. Гістерезисні втрати спостерігаються в основному на периферійних ділянках контакту, тобто в зонах максимальних деформацій зрушення і нормальних деформацій матеріалів контактуючих тіл у напрямку вектора швидкості. Проковзування має місце по всій контактній площадці.

Слід зазначити, що в реальних трібосистемах кочення реалізується, як правило, у присутності мастильного матеріалу, тому четвертою складовою F_K є механічні втрати в мастильному матеріалі. Ці втрати складаються з зусиль, затрачених на перемішування мастильного матеріалу, і утворення гідродинамічного мастильного клина.

Опір коченню залежить від умов навантаження, механічних властивостей тіл, що спряжуються, геометричних характеристик і параметрів шорсткості поверхонь тертя. Наведемо деякі з них.

Нормальне навантаження. При коченні кулі або циліндра по площині збільшення нормального навантаження викликає монотонне підвищення коефіцієнта опору коченню, причому залежність $f_c(N)$ близька до лінійної. Це обумовлено одночасним ростом усіх складових опору коченню: адгезійної, тому що збільшується площа фактичного контакту і кількість адгезійних зв'язків; проковзування внаслідок росту деформацій поверхневих шарів тіл, що спряжуються; гістерезисних втрат, пов'язаних з підвищенням частки пластичної деформації матеріалів тертьових тіл. Описаний вид залежності $f_c(N)$ експериментально підтверджений для кочення металу по металу і гумі.

Мащення. Чисельне значення коефіцієнта опору коченню значною мірою визначається наявністю в зоні контакту оксидних або мастильних

плівок, що розділяють поверхні, які спряжуються. При густому мащенні f_c приймає за інших однакових умов набуває менші значення, ніж при збідненій подачі мастильних речовин у зону тертя. Хімічне очищення поверхні сприяє підвищенню адгезійної складової, що є причиною більш високого опору коченню. Сказане стосується високих нормальних навантажень. При малих значеннях N застосування мастильного матеріалу викликає зниження опору коченню орієнтовно на 10%. Такий ледь помітний вплив мастильних речовин обумовлений тим, що зниження витрат на проковзування і адгезію на контакті компенсується витратами на подолання внутрішнього тертя в шарі мастильного матеріалу.

Розміри тіла кочення. Залежність коефіцієнта опору коченню від радіуса R тіла графічно зображується кривою з мінімумом (рис. 6.2). Зі збільшенням радіусу тіла R в зоні малих його значень опір коченню стає нижчим. Це пояснюється інтенсивним зниженням гістерезисних втрат, котрі відіграють визначну роль при малих радіусах, що забезпечують при постійному навантаженні великі контактні тиски. Зі збільшенням радіуса тіла кочення в зоні великих значень R недосконалість пружних властивостей матеріалів тертьових тіл менш відчутна. Переважним стає вплив адгезійної складової, яка росте зі збільшенням радіуса, тому що збільшується площа контакту і кількість адгезійних зв'язків.

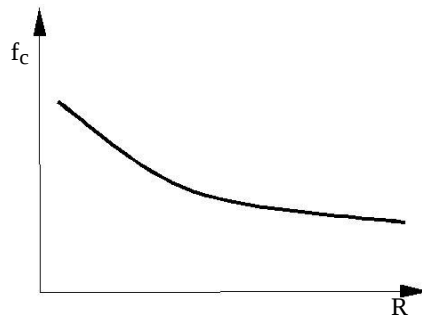


Рис. 6.2. Залежність коефіцієнта опору коченню від радіуса тіла, що котиться

6.2. Класифікація підшипників кочення. Механізм зношування підшипників кочення

Підшипники кочення класифікуються за такими ознаками (табл. 6.1): за напрямком сприйманого навантаження щодо осі вала (радіальні, радіально-упорні, упорні); за формою тіл кочення (кулькові, роликові); за кількістю рядів тіл кочення (однорядні, дворядні, чотирирядні, багаторядні); за здатністю самовстановлюватися (самовстановлювальні і несамовстановлювальні).

Співвідношення габаритних розмірів підшипників визначає їх серію: надлегку, особливо легку, легку, легку широку, середню, середню широку і важку. Випускають переважно підшипники легкої та середньої серії.

Поряд зі стандартними виготовляють особливі конструкції, використання яких у кожному конкретному випадку вимагає спеціального обґрунтування.

Експлуатаційні характеристики, система умовних позначок, основні типорозміри, посадки, ущільнення, мащення, монтаж, догляд за підшипниками кочення суворо регламентовані стандартами і знаходяться в довідковій літературі.

Таблиця 6.1 -Класифікація підшипників кочення за ГОСТ 3395–89

Радіальні		Радіально-упорні		Упорні і упорно-радіальні	
Шарикові	Роликові	Шарикові	Роликові	Шарикові	Роликові
Однорядні: основної конструкції; зі стопорною канавкою на зовнішнім кільці; з упорним бортом; з фланцем на зовнішньому кільці; з захисними шайбами; з ущільненнями; сферичні. Дворядні сферичні.	З короткими циліндричними роликами: однорядні; дворядні. Однорядні сферичні. Дворядні сферичні: основної конструкції; з захисними шайбами; з голчастими роликами: однорядні; комбіновані	Однорядні: основної конструкції; з різними кільцями з трьох- і чотирьохточковим контактом; здвоєні. Дворядні.	З конічними роликами: однорядні основної конструкції; з упорним бортом на зовнішньому кільці. З конічними роликами: дворядні; Чотирирядні.	Упорні: одинарні; подвійні. Упорно-радіальні з кутом контакту 60°.	Упорні: з циліндричними роликами; з конічними роликами. Упорно-радіальні сферичні.

При обертанні деталей підшипників кочення в місцях контактів завжди виникають тертя кочення і тертя ковзання. Кожна складова втрат на тертя залежить від умов експлуатації (частоти обертання, навантаження, температурного режиму і мащення) та конструктивного виконання, що визначає контактні взаємодії. Тому точний розрахунок складових можна виконати за умови накопичення достатнього експериментального матеріалу.

На основі експериментальних даних для наближених розрахунків можна прийняти такі середні величини приведенного коефіцієнта тертя для підшипників, що експлуатуються при нормальних режимах роботи і пластичному мастильному матеріалі:

Шарикопідшипники:

- радіальні однорядні – 0,002;
- сферичні дворядні – 0,0015;
- радіально-упорні – 0,003;

– упорні

– 0,003.

Роликopідшипники:

- с короткими циліндричними роликами – 0,002;
- з довгими циліндричними роликами – 0,004;
- дворядні сферичні з бочкоподібними роликами – 0,004;
- голчасті – 0,008;
- конічні – 0,008.

Слід зазначити, що тертя, викликане наявністю контактів ковзання ущільнень, може перевищити величину тертя в самому підшипнику без ущільнень при однакових умовах експлуатації.

Механізм зношування підшипників кочення

Ознаками відмов підшипника, що перешкоджають його подальшій експлуатації, є підвищена вібрація, шум, неприпустиме збільшення зазорів, підвищене нагрівання деталей, неприпустимо високий момент тертя (як окремий випадок – заклинювання). Причини виникнення цих явищ – процеси, що протікають при експлуатації підшипника.

Контактна утомa деталей являє собою розвиток мікрODEфектів у зонах найбільших контактних напруг, що відбувається внаслідок їхнього циклічного характеру. При напругах, що не перевищують умовної границі текучості, поступовий ріст мікрODEфектів призводить до їхніх переміщень, злиття і утворення на кінцевому етапі макрODEфектів у вигляді тріщин, викришування контактних поверхонь тощо. У випадках коли напруга перевищує умовну границю текучості, цей процес супроводжується утворенням зон пластичних деформацій і в ряді випадків їх зростанням.

Знос контактуючих деталей, що призводить до зміни їх розмірів і форми. У підшипниках кочення зустрічаються різні види зношування: утомне, механохімічне, абразивне, адгезійне та ін. Знос призводить до зміни напруженого стану і деформування в підшипнику, підвищує частку динамічних складових навантаження, вібрацію, шум, стимулює контактну утому, термонапруженість.

Втрата працездатності мастильного матеріалу. У підшипниках з одноразовою закладкою пластичного мастильного матеріалу в процесі роботи відбувається поступове погіршення мастильних властивостей. У мастильному матеріалі під час експлуатації підшипникового вузла відбуваються складні фізико-хімічні процеси (трібохімічні перетворення, терморозпад, випаровування оливи, насичення продуктами зносу тощо). Накопичуються продукти зносу в робочому об'ємі мастильного матеріалу і спрацьовується дисперсійне середовище (активна складового мастильного матеріалу), відбувається згущення, зміна хімічного складу, коксування. Особливо активно цей процес протікає при підвищених температурах експлуатації.

Знос і руйнування сепаратора. У багатьох випадках ці явища викликані порушенням кінематики роботи вузла, що є наслідком перерахованих факторів.

Знос ущільнень є наслідком тертя елементів, що ущільнюють, об

поверхні елементів трібосистем. Він призводить до витоку мастильного матеріалу, потрапляння в зони контакту вологи і абразивних часток.

Пластичне деформування і крихке руйнування деталей. Гранична швидкохідність підшипників залежить від діючого навантаження, конструкції, матеріалу сепаратора, сорту і способу мащення, умов охолодження і інших факторів. При високих частотах обертання підшипники кочення виходять з ладу звичайно в результаті розриву сепаратора, підвищеного зносу робочих тіл, теплового заклинювання. Для приблизного оцінювання припустимої межі частоти обертання застосовується фактор $d_m n$:

$$d_m = \frac{D + d}{2} \quad , \quad (6.3)$$

де d_m – середній діаметр;

D – зовнішній діаметр підшипника, мм;

d – діаметр отвору, мм;

n – максимальна для даного підшипника робоча частота обертання, об/хв.

Величина фактора $d_m n$ наближається до $3,5 \cdot 10^6$. Швидкісний фактор знижується в кілька разів при переході від надлегкої до важкої серії. Для високошвидкісних підшипників замість штампованих тонких сепараторів використовують масивні сепаратори з бронзи, латуні, пластмаси, текстоліта, композиційних матеріалів. При високих швидкостях використовують підшипники підвищеної точності, циркуляційну систему мащення, методи, що поліпшують теплообмін підшипникового вузла. При підвищенні гарантії ресурсу підшипників з 90% до більш високої (99%) використовують підшипники підвищеного класу точності, сталі електрошлакового переплаву і вакуумної виплавки, раціональну систему і оптимальний сорт мастильного матеріалу, строго регламентовані режими навантаження та частота обертання.

Оцінювання довговічності підшипника кочення за критерієм контактної втоми. Розрахунок підшипника здійснюють звичайно за критерієм контактної втоми. Для цього використовують емпіричний вираз, який апроксимує результати стендових випробувань:

$$T_{\gamma} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{r_e n} \right)^{\frac{m}{60 \cdot 10^6}} \quad , \quad (6.4)$$

де a_1 – коефіцієнт, що змінюється в залежності від зміни γ (при $\gamma = 90\%$ $a_1 = 1$);

a_2 і a_3 – коефіцієнти, що враховують матеріал, мастила і стан поверхонь тіл кочення відповідно;

C – динамічна вантажопідйомність підшипника – постійне радіальне навантаження, яке підшипник кочення може відчувати при базовій довговічності, яка складає 1 млн. обертів;

P_e – еквівалентне навантаження на підшипник;

m – емпірична стала ($m = 3$ для кулькових підшипників, $m = 10/3$ для роликових підшипників).

Оцінювання довговічності підшипника кочення за критерієм зносу.

Математична модель процесу зношування підшипників кочення з припущенням про те, що знос пропорційний питомій роботі сил тертя ковзання, розроблена для випадку стирання тіл підшипника у водному середовищі. Розглядається диференціальне проковзування при перекочуванні кульки по жолобу. Профіль жолоба після зносу складався з трьох западин: однієї у центрі контакту і двох – ближче до кінців великої осі еліпса контакту. Утомне пошкодження на внутрішніх кільцях розташовувалося тільки по двох кільцевих зонах, симетричних осі жолоба, знос же металу відбувався по всій іншій площадці контакту.

Опори кочення часто експлуатуються в хімічно активних малов'язких робочих середовищах – у воді, гасі, криогенних рідинах тощо. Внаслідок малої в'язкості і поганої змочувальної здатності зазначені рідини при роботі підшипників витісняються з зони контакту тіл кочення з кільцями. Експериментальні дослідження шарикопідшипників, виготовлених з нержавіючої сталі, після випробувань у воді і в середовищі рідкого кисню показали, що при роботі в таких умовах характерні процеси зношування, які мають механохімічну і корозійну природу. Існування при терті одночасно механічних ефектів, теплофізичних, хімічних і деяких інших дозволило розглядати сукупність тіл підшипника і мастильно-охолоджувальну малов'язку рідину як термодинамічну систему.

Розрахунок може базуватися на використанні фізично інформативних критеріальних залежностей. Наприклад, у випадку механічного руйнування поверхонь (без урахування сорбційних, теплових процесів і хімічного модифікування) вираз для інтенсивності зношування має такий вигляд:

$$I_h = k \Phi_a^m \Phi_{cm}^n \Phi_y^p \Phi_{ш}^q, \quad (6.5)$$

де Φ_a , Φ_{cm} , Φ_y , $\Phi_{ш}$ – безрозмірні комплекси, що враховують відповідно напружений стан контакту, відносну товщину мастильного шару, утомну міцність до контактуючих поверхонь та їхню шорсткість;

k , m , n , p і q – емпіричні параметри, визначені експериментально.

6.3. Особливості взаємодії колеса з покриттям. Механізм зношування протектора шини об покриття

Пневматичні шини з погляду трібології є надзвичайно змістовним багатограним об'єктом.

При роботі шини в режимі кочення і ковзання реалізуються закономірності тертя еластомерів. Як технічний об'єкт шини виконують шість основних функцій:

- функцію кочення з малим опором;

- функцію зниження контактних навантажень у зоні контакту з дорожнім полотном;

- функцію демпфера, захисту транспортних засобів від поштовхів, зниження рівня шуму;

- передає крутний момент як джерело руху транспортного засобу;
- забезпечує гальмування;
- комплект шин створює поперечну стійкість і стійкість у напрямку руху.

Щоб ефективно виконати ці функції, шина повинна являти собою складну конструкцію.

Схема контакту між твердою шорсткуватою поверхнею й еластичною шиною зображена на рис. 6.3.

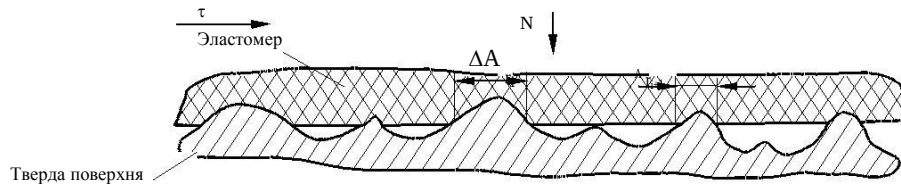


Рис. 6.3. Схема утворення сили тертя в контактї еластомеру з твердою шорсткою поверхнею

Якщо на схемі, рис. 6.3, до еластомеру послідовно прикласти нормальне і дотичне навантаження, то на ділянках дотику ΔA_{ri} виникнуть пружні нормальні реакції W :

$$W = \sum_{i=1}^M A_i \cdot P_{ri}, \quad (6.6)$$

де P_{ri} – тиск на площадці фактичного контакту; M – кількість ділянок дотику. Прикладення тангенціальної сили τ викликає опір адгезійних сил:

$$T = \sum_{i=1}^M T_{ri}, \quad (6.7)$$

де T_{ri} – адгезійні сили на кожній плямі контакту; $T_{ri} = \tau \Delta A_{ri}$ (τ – питома адгезійна сила тертя).

Після початку руху крім адгезійного опору руху починається ще і деформаційний опір, оскільки відновлення деформації еластомеру запізнюється (в'язкопружність). Цю складову ще називають гістерезисною складовою тертя.

Таким чином, сумарна сила тертя еластомеру:

$$I = I_{\text{адгез}} + I_{\text{гістер}}. \quad (6.8)$$

де $T_{\text{адгез}}$ – адгезійна складова; $T_{\text{гістер}}$ – гістерезисна складова.

З урахуванням зазначеного формують рисунок протектора. Головне призначення рисунка протектора забезпечити відведення води з плями дотику шини з дорогою, хоча це неминуче зменшує площу контакту і знижує ефективне значення коефіцієнта тертя ($\sim 0,5 \dots 0,4$).

Найбільш поширені 3 види протектора, показані на рис. 6.4. Характерні розміри каналів і жолобків наведені на рис. 6.5.

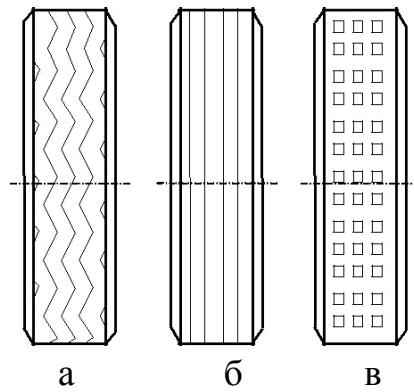


Рис. 6.4. Три основних типи рисунка протектора:
а – зигзагоподібний;
б – ребристий; *в* – блоковий

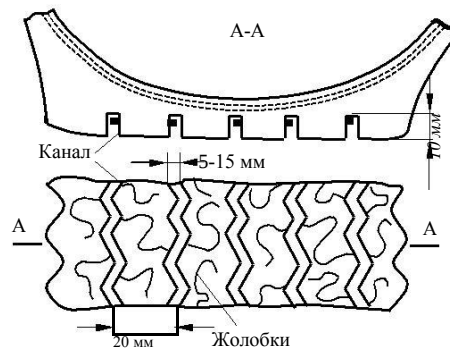


Рис. 6.5. Канали і жолобки в типовому зигзагоподібному рисунку протектора

Зона зчеплення шини з поверхнею, форма плями контакту, розподіл тиску по плямі контакту показані на рис. 3.6. Як видно з рисунка, при гальмуванні або розгоні в передній частині плями контакту проковзування відсутнє, але виникає ковзання в його задній частині. Ця обставина визначає нестійкість сил гальмування або розгону. Вони, у цілому, міняються в залежності від режиму вільного кочення до режиму ковзання заблокованого колеса або роботи колеса в режимі тягового ковзання.

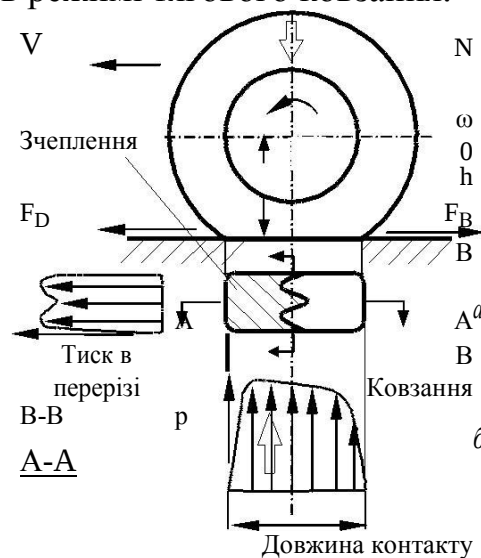


Рис. 6.6. Пляма дотику і розподілу тиску при коченні шини:
а – пляма дотику; *б* – розподіл тиску у вертикальній площині (перетин А-А)

Загальна характеристика гальмової сили і відносної сили тяги при постійній швидкості руху екіпажа наведені на рис. 6.7.

Обидві криві на рис. 6.7 мають екстремальні значення, що є оптимальним режимом роботи шини.

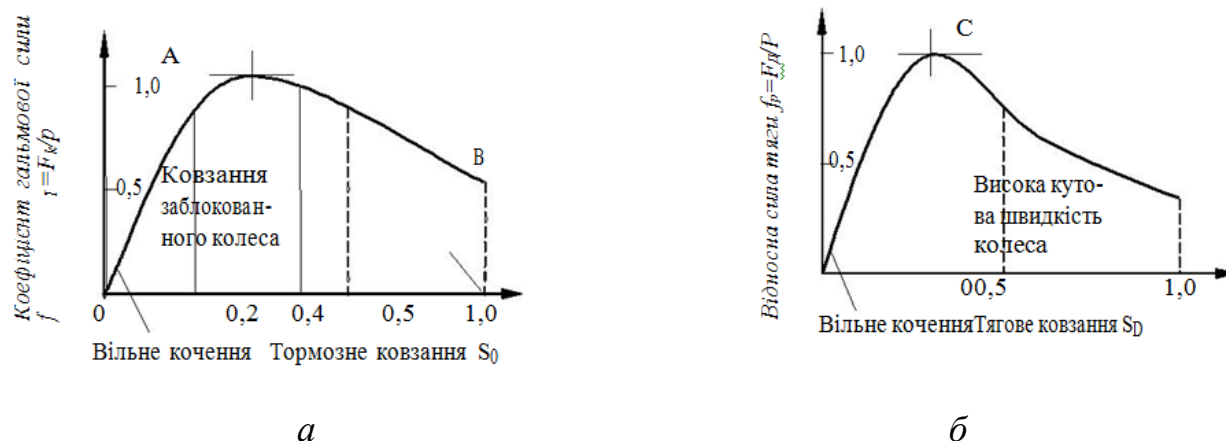


Рис. 6.7. Характеристики гальмової сили і відносної сили тяги при коченні: *a* – гальмування; *б* – розгін

Механізм зношування протектора шини об покриття

Аналітично силу гальмування F_T і силу розгону F_P за Д. Муром (Англія) визначають з таких співвідношень:

$$\begin{aligned} F_T &= \frac{M_T}{h} + N \frac{a}{1+4} \left[\frac{x(h)}{q(L)} \right] \\ F_P &= \frac{P}{h} + N \frac{a}{h} \left[\frac{q(L)}{x(h)} \right] \end{aligned} \quad (6.9)$$

де M_T і M_P – моменти гальмування або розгону; h_c – висота центра ваги транспортного засобу над рівнем дорожнього полотна; L – колісна база; N – навантаження в розрахунку на одне колесо, прикладене посередині між передніми і задніми колесами; a – ексцентриситет опорної реакції при коченні; h – відстань від осі шини до поверхні.

Якісну картину роботи колеса в ускладнених умовах ілюструє рис. 6.8. Перед шиною, що набігає, утвориться заповнений водою клин (рис. 6.8, *a*)

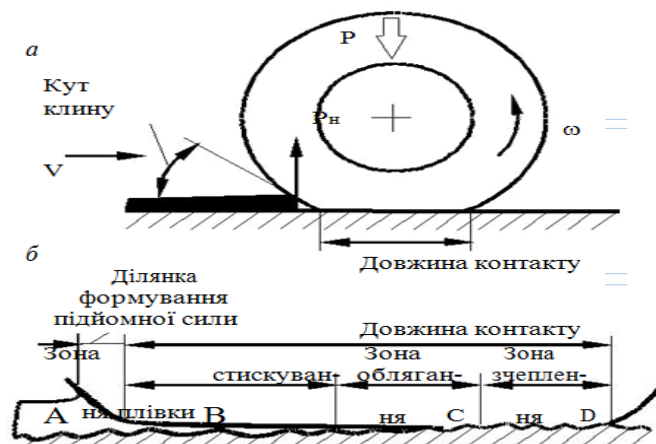


Рис. 6.8. Три зони на довжині контакту при коченні по мокрій дорозі:

a – загальна конфігурація; *б* – зони в ділянці контакту

Реалізація зчеплення залежить від швидкості, збільшення якої може

цілком виключити зчеплення і викликати режим гідропланування (глісирування). Якщо при цьому швидкість обертання колеса буде зростати, то настає ще один якісний режим, називаний динамічним гідроплануванням.

Зношування шин як представника еластомерів має три основні механізми:

- абразивний знос, при якому гострі грані нерівностей дряпають і виривають частки матеріалу протектора;
- утомний знос, при якому спостерігається крихкість і руйнування матеріалу протектора через утому;
- утворення роликподібних часток (окатишів) та їх відривання від поверхонь протектора.

Співвідношення зазначених видів зносу наведено на рис. 6.9.

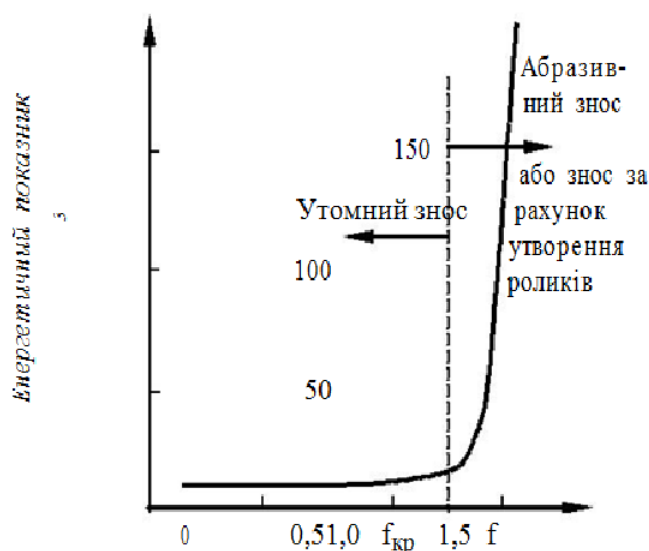


Рис. 6.9. Знос протектора і коефіцієнт тертя для різних гум

Вважається, що стирання виникає внаслідок проковзування в задній частині плями контакту, але, як показує досвід, шини поворотної дії зношуються більше, ніж на задніх мостах, де реалізуються режими розгону і гальмування. Таким чином "поперечні" проковзування мають більш шкідливу дію

З метою забезпечення безпеки руху і ресурсозбереження розвиваються засоби підвищення якості бутадієн-стирольного каучуку, методи підвищення міцності і довговічності металевого і тихорецького корду і, особливо, методи створення оптимального рельєфу протекторів.