

УДК.629.839.1:621.825.54

В.Е. АНТОНЮК, д-р техн. наук

главный научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 25.04.2016.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН

Наиболее часто встречающейся причиной выхода из строя в процессе эксплуатации фрикционных тормозов и фрикционных муфт в гусеничных и колесных машинах является коробление фрикционных дисков. Коробление дисков приводит к нечеткому включению и выключению фрикционного узла, повышенному температурному режиму и расходу топлива, сокращению срока службы всего фрикционного узла. Потеря четкости включения и выключения фрикционного узла снижает технические характеристики управляемости всей машиной. На основе анализа теплового баланса фрикционного узла и относительной ширины дисков установлена возможность коробления дисков в виде «тарельчатости» и даны рекомендации по выбору оптимального соотношения диаметров и относительной ширины диска. Рассмотрены варианты известных технологических процессов изготовления дисков и сделаны выводы об их недостаточности для достижения требуемой точности по отклонению от плоскостности рабочих поверхностей дисков и снижению технологических остаточных напряжений. Выявлена связь между технологическими остаточными напряжениями и короблением дисков. Для снижения коробления дисков в процессе эксплуатации рекомендуется использовать технологический процесс изготовления дисков с динамической стабилизацией. Снижение коробления дисков, изготовленных с использованием динамической стабилизации, подтверждено стендовыми испытаниями.

Ключевые слова: диск, фрикцион, муфта, тормоз, отклонение от плоскостности, коробление, остаточные напряжения, динамическая стабилизация

Введение. Фрикционные диски являются распространенной и ответственной деталью современных гусеничных и колесных машин, широко применяются в механических и гидромеханических передачах, бортовых фрикционах, тормозных устройствах.

От правильно выбранных параметров и технологического обеспечения точности изготовления фрикционных дисков зависит работоспособность фрикционной муфты и фрикционного тормоза, что обеспечивает надежность и долговечность машины, а в ряде случаев и безопасность жизни людей. В современных гусеничных и колесных машинах получили широкое применение дисковые тормоза, механические и гидромеханические трансмиссии с дисковыми фрикционными муфтами, основным элементом которых являются фрикционные диски [1–5].

На рисунке 1 представлена схема перспективной гидромеханической трансмиссии, в которой используется до 10 фрикционных муфт и свыше 50 фрикционных дисков [1].

Изменение скорости движения и повороты гусеничной машины связаны с выключением одних фрикционных устройств и включением других. От надежности фрикционных устройств во многом зависит подвижность и маневренность гусеничной машины.

Например, при оценке технического уровня танковых трансмиссий важнейшим является показатель подвижности танка, который включает оценку максимальных скоростей движения вперед и назад, разгонных и тормозных характеристик, радиусов поворотов [5, 6]. В значительной степени эти показатели определяются техническим уровнем фрикционных устройств, к которым предъявляются требования по полноте включения, «чистоте» выключения, легкости управления, высокой износоустойчивости, минимальным радиальным и осевым нагрузкам, минимальным моментам инерции [6]. Комплексное выполнение вышепри-

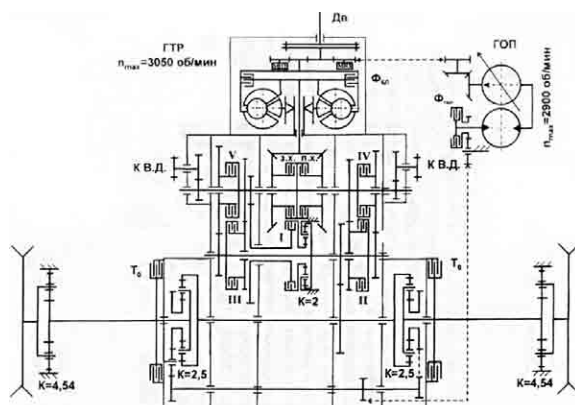


Рисунок 1 — Перспективная схема гидромеханической трансмиссии [1]

веденных требований является сложнейшей технической задачей. Самостоятельными направлениями являются разработки по системам управления фрикционов гидромеханических передач [7–9], свойствам фрикционных материалов [10–12], цикличности переключения передач [13], тепловому балансу [14, 15], динамическим процессам [16], которые условно считают неизменными свойствами фрикционных дисков в процессе эксплуатации.

Фрикционные диски являются одним из наиболее слабых элементов современных транспортных машин и доля отказов по дискам составляет до 30 % от всех отказов трансмиссий и более 2 % отказов для танков [16, 17]. По результатам эксплуатации гусеничных машин основной причиной отказов фрикционных устройств является выход из строя фрикционных дисков, причем до 63 % фрикционных дисков выходит из строя из-за коробления и 17 % из-за износа [18]. Для энергонасыщенных тракторов типа «Кировец» более 55 % отказов приходится на гидромеханическую передачу, при этом до 80 % вызвано выходом из строя фрикционов вследствие износа и коробления фрикционных дисков [19].

Короблением принято считать отклонение от плоскостности рабочих поверхностей дисков, возникающее в процессе эксплуатации. Хотя коробление фрикционных дисков является основной причиной выхода из строя фрикционных узлов и величины коробления значительно превышают величины износа, причины коробления фрикционных дисков в процессе эксплуатации мало исследованы. При проектировании фрикционных устройств и систем их управления условно счита-

ются неизменными свойства фрикционных дисков в процессе эксплуатации. В действительности в процессе эксплуатации происходит существенное изменение геометрических параметров дисков и их свойств, что влияет на параметры фрикционного узла по полноте включения, «чистоте» выключения и легкости управления, в результате будут ухудшаться подвижность и маневренность машины. Исследования особенностей конструкции и технологии изготовления фрикционных дисков показали их существенное влияние на эксплуатационные свойства и надежность фрикционного устройства и, как следствие, на подвижность и маневренность машины.

Оценка влияния конструктивных параметров дисков на склонность к короблению. Для оценки конструктивных параметров дисков целесообразно использовать отношение ширины полотна диска к среднему диаметру h/r_{cp} и отношение наружного диаметра к внутреннему d/D . В таблице 1 приведены параметры фрикционных дисков по относительной ширине h/r_{cp} и соотношению d/D .

Анализ приведенной информации в таблице 1 позволяет сделать выводы о том, что для дисков, работающих в режимах кратковременного включения-выключения, в гидромеханических передачах, главных и бортовых фрикциях гусеничных и колесных машин преимущественно применяются более узкие диски с отношением d/D в пределах 0,79–0,85 и отношением h/r_{cp} в пределах 0,11–0,24.

Для дисков маслоохлаждаемых тормозов карьерных самосвалов применяются более широкие диски с отношением d/D в пределах 0,65–0,77 и отношением h/r_{cp} в пределах 0,30–0,43. Приме-

Таблица 1 — Сравнительные параметры фрикционных дисков по относительной ширине h/r_{cp} и соотношению d/D

Применяемость	Наружный диаметр D мм,	Внутренний диаметр d мм,	Отношение h/r_{cp}	Отношение d/D
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ				
МЗКТ	311	246	0,23	0,79
МЗКТ	374	310	0,19	0,83
МЗКТ	375	306	0,20	0,82
МЗКТ	440	376	0,16	0,85
БОРТОВЫЕ ФРИКЦИОНЫ				
ВгТЗ	292	235	0,22	0,81
ВгТЗ	358	295	0,19	0,82
УВЗ	513	428	0,18	0,83
УВЗ	498,6	449	0,11	0,90
УВЗ	420	334	0,29	0,80
УВЗ	408,6	359	0,13	0,88
МНОГОДИСКОВЫЕ МАСЛООХЛАЖДАЕМЫЕ ТОРМОЗА				
БелАЗ 7528	477	308	0,43	0,65
БелАЗ 7555В	585	397	0,38	0,68
БелАЗ 75570	885	652	0,30	0,74
Clark LCB 36200	625,6	480	0,38	0,77
Caterpillar CAT 785	874,5	602,9	0,28	0,69
Komatsu HD 1600	960	660	0,26	0,69

нение относительно широких дисков имеет ряд преимуществ — снижаются габариты всего узла и используется меньшее количество тормозных дисков. Однако использование таких дисков создает ряд трудностей как при их эксплуатации, так и при изготовлении. В связи с этим возникла необходимость разработки теоретического обоснования для выбора конструкторского параметра дисков, относительной ширины, как наиболее влияющего на теплонагруженность и, следовательно, на коробление дисков.

Количество тепла Q , необходимое для нагрева диска на заданную температуру определяется [14]:

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t = \frac{\pi}{4} \rho \cdot h \cdot D^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \cdot c \cdot \Delta t, \text{ Дж}, \quad (1)$$

где $m = \frac{\pi}{4} \rho \cdot h \cdot D^2 \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)$ — масса диска, кг; c — удельная теплоемкость материала диска, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$;

Δt — разность температур диска, °С; ρ — плотность материала диска, кг/м³; h — толщина диска, м; D — расчетный наружный диаметр, м; d — расчетный внутренний диаметр, м.

Работа сил трения за один оборот диска равна:

$$A^{(1)} = \frac{\pi^2}{6} \cdot f \cdot p \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right], \text{ Дж}, \quad (2)$$

где p — нормальное давление, равномерно распределенное по поверхности диска; f — коэффициент трения скольжения.

За определенное время работа сил трения будет:

$$A = \frac{n \cdot T}{60} \cdot \frac{\pi^2}{6} \cdot f \cdot p \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] = 0,0274 \cdot n \cdot T \cdot f \cdot p \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right], \text{ Дж}, \quad (3)$$

где T — время нагрева, с; n — частота вращения диска, мин⁻¹.

Из равенства $Q = A$ определим уровень повышения температуры:

$$\Delta t = 0,0349 \cdot \frac{n \cdot T \cdot f \cdot p \cdot D}{\rho \cdot h \cdot c} \cdot \frac{1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3}{1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2} = \alpha \cdot \frac{1 - k^3}{1 - k^2} = \alpha \cdot B, \quad (4)$$

где $k = \left(\frac{d}{D} \right)$ — величина, характеризующая относительную ширину диска; $\alpha = 0,0349 \cdot \frac{n \cdot T \cdot f \cdot p \cdot D}{\rho \cdot h \cdot c}$ —

постоянная величина; $B = \frac{1 - k^3}{1 - k^2}$ — переменная ве-

личина, характеризующая рост температуры диска в зависимости от его относительной ширины.

В таблице 2 приведены сравнительные значения Δt — роста температуры для дисков в зависимости от относительной ширины d/D .

Таблица 2 — Влияние относительной ширины дисков на повышение температуры

Отношение d/D	Повышение температуры Δt
0,9	$\alpha \cdot 1,42$
0,8	$\alpha \cdot 1,34$
0,67	$\alpha \cdot 1,27$
0,5	$\alpha \cdot 1,17$

По результатам, приведенным в таблице 2, можно сделать вывод о том, что при одинаковом наружном диаметре предпочтительнее применение дисков с более высокой относительной шириной, так как при этом будет выделяться меньшее количество тепла на нагрев дисков.

Для сравнительной оценки склонности диска к деформированию в зависимости от его относительной ширины рассмотрим схему нагружения диска с равномерным распределением нагрузки по внешнему конуру так, как представлено на рисунке 2.

Прогиб по наружному контуру диска в этом случае равен:

$$W = C_3 \cdot \frac{G \cdot \left(\frac{D}{2} \right)^2}{E \cdot h^3} = \frac{C_3 \cdot \frac{\pi D^4}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{2T}}{E \cdot h^3} = \beta \cdot (1 - k^2), \quad (5)$$

где $G = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$ — равнодействующая

равномерно распределенной нагрузки по наружному контуру; C_3 — коэффициент, учитывающий условие закрепления диска; E — модуль упругос-

ти, МПа; $\beta = \frac{p \cdot \pi \cdot D^4 \cdot C_3}{16 E \cdot h^3}$ — постоянная величина.

Расчетные значения максимального прогиба в зависимости от отношения d/D приведены в таблице 3.

На рисунке 3 представлены графические результаты расчета из таблицы 3 влияния относительной ширины диска на склонность диска к повышению температуры и деформации.

Значение оптимального отношения d/D составляет 0,675, соответственно отношение $h/r_{\text{ср}}$ составляет 0,388 и его следует рассматривать как предельное для использования относительно «широких» дисков. Вместе с тем использование относительно «широких» дисков требуют обеспечения повышенной точности по отклонению от плоскостности рабочих поверхностей и отсутствия остаточных на-

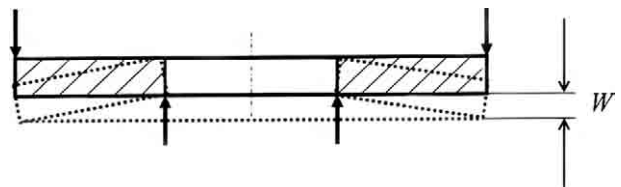
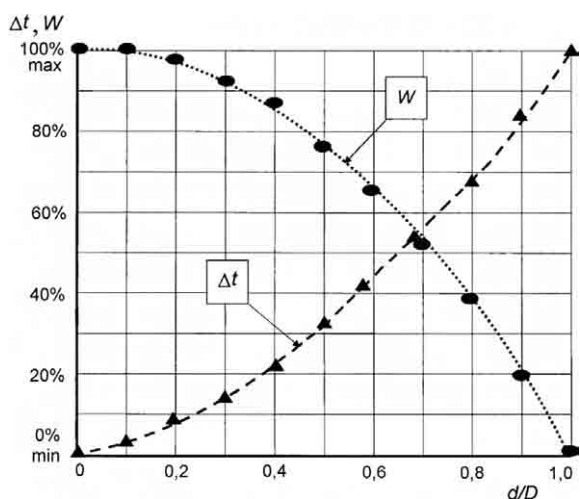


Рисунок 2 — Схема деформирования диска

Таблица 3 — Значения прогиба фрикционного диска в зависимости от его относительной ширины

Отношение d/D	Максимальный прогиб W
0,9	$\beta \cdot 0,19$
0,8	$\beta \cdot 0,36$
0,7	$\beta \cdot 0,51$
0,67	$\beta \cdot 0,55$
0,5	$\beta \cdot 0,75$

Рисунок 3 — Влияние относительной ширины диска на рост температуры Δt и прогиб W

пряжений. Выполненные расчеты подтверждают предположение о влиянии на возникновение коробления и «тарельчатости» фрикционных дисков как эксплуатационной температуры дисков, так и их относительных размеров по соотношению d/D [20].

Выбор точности фрикционных дисков по отклонению от плоскостности рабочих поверхностей. Рекомендуемые отклонения от плоскостности и параллельности фрикционных и промежуточных дисков приведены в таблице 4, где под нормальными значениями отклонения от плоскостности приведены рекомендации фирм Miba [21] и Hoerbiger [22], которые изготавливают диски по технологии без динамической стабилизации.

Ужесточенные значения допустимого отклонения от плоскостности приведены по результатам применения динамической стабилизации [23].

Анализ причин коробления фрикционных дисков в процессе эксплуатации. Недостаточная точность

или потеря точности рабочих поверхностей дисков приводит к уменьшению площади контакта и к возрастанию температуры. При возрастании температуры диски приобретают погрешность формы в виде «тарельчатости», что приводит к возникновению дополнительного тормозного момента и увеличению расхода топлива. Дальнейшее нарастание температуры приводит к заклиниванию дисков и выходу всего тормозного узла из строя. На рисунке 4 показан характер коробления дисков и выхода из строя маслоохлаждаемого тормоза карьерного самосвала [24].

Анализ выхода из строя маслоохлаждаемого тормоза карьерного самосвала привел к следующим выводам:

- под действием различных факторов, включая повышение температуры и релаксацию остаточных напряжений, диски приобретают «тарельчатость»;
- с приобретением «тарельчатости» диски постепенно занимают все свободное пространство гарантированного зазора для отвода поршня, возникает подтормаживание дисков и температура узла повышается;
- в результате уменьшения наружного диаметра дисков за счет «тарельчатости» происходит смещение дисков с оси и возникает обкатное движение наружных зубьев диска по внутренним зубьям корпуса, а также внутреннего диаметра диска по наружным зубьям фланца, что приводит к образованию канавок на зубьях корпуса и вала;
- происходит дальнейшее критическое повышение температуры, которое привело к образованию «тарельчатости» крайнего диска свыше 50 мм и выходу из строя тормозного устройства.

Анализ технологических процессов изготовления дисков. Известные технологические процессы изготовления дисков включают операции [25]:

- вырубка заготовки диска на прессе или кислородно-лазерная вырезка из листа;
- термообработка, включая закалку при нагреве в соляной ванне до 820°C с последующим охлаждением в масляной ванне до 85°C , затем отпуск при нагреве до температуры 420°C или высокий отпуск в пакетах при нагреве до 575°C в течение 4...5 ч, с последующим охлаждением пакета на воздухе;
- термоправка в пакете в сжатом состоянии в пакете по 80...120 шт. в электропечах при темпера-

Таблица 4 — Рекомендуемые отклонения от плоскостности и параллельности рабочих поверхностей дисков, мм

Наружный диаметр диска		100–200	200–300	300–400	400–500	
Стальные диски и стальная основа под нанесение накладок	Отклонение от плоскостности	ужесточенное	0,15	0,15	0,20	0,25
		нормальное	0,35	0,35	0,40	0,50
	Отклонение от параллельности	0,05	0,05	0,06	0,06	
Металлокерамические диски на стальной основе	Отклонение от плоскостности	ужесточенное	0,10	0,15	0,20	0,25
		нормальное	0,15	0,25	0,30	0,40
	Отклонение от параллельности	0,05	0,05	0,06	0,06	

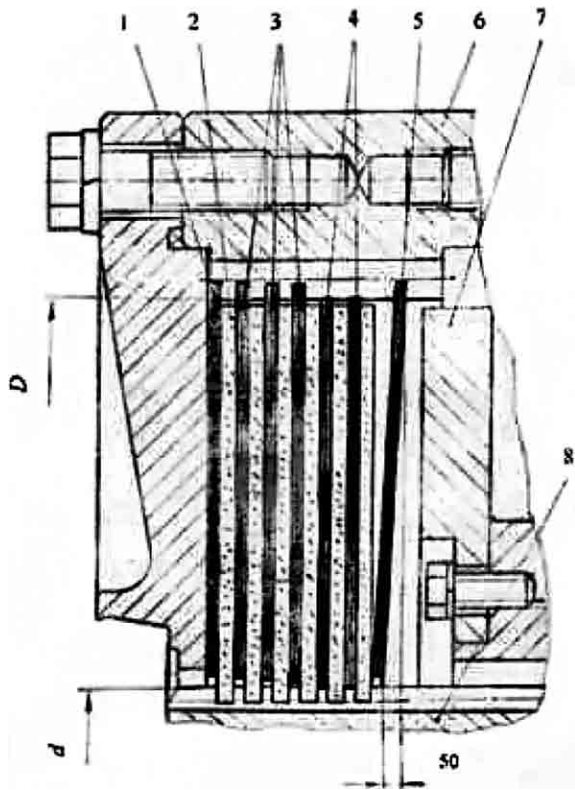


Рисунок 4 — Характер коробления дисков при выходе из строя маслоохлаждаемого тормоза карьерного самосвала

- туре 450...650 °С в течение 5...6 ч с последующим охлаждением пакета на воздухе;
- технологические операции обработки диска — токарная, шлифовальная, шлиценарезание;
 - термоправка в пакете в сжатом состоянии по 40...60 шт. в электропечах при температуре 450...650 °С в течение 1...2 ч, с последующим охлаждением пакета на воздухе;
 - ручная рихтовка.

Анализ вышеприведенного процесса на Уралвагонзаводе показал, что значительное отклонение от плоскостности появляется в начале технологического процесса. Операции токарной обработки, черновой шлифовки и нарезания зубьев ухудшают плоскостность диска, термофиксация улучшает плоскостность диска, операция чистовой шлифовки вносит дополнительное ухудшение плоскостности диска, операция ручной

рихтовки улучшает плоскостность диска, однако до 77 % дисков не укладывается в требуемый допуск 0,15 мм, и через сутки свободного вылеживания диска происходит дополнительная деформация диска, в результате до 89 % дисков не укладываются в требуемый допуск 0,15 мм.

Технологический процесс изготовления frictionных дисков диаметром 600 мм из горячекатаной стали на БелАЗе включал операции вырезки заготовки, правки, отпуска и выдержки в пакете 2...3 ч, предварительную шлифовку, токарную обработку, нарезание зубчатого венца, окончательную шлифовку и термофиксацию. Достижимая точность изготовления дисков с диаметрами в пределах 600 мм по вышеприведенному технологическому процессу приведена в таблице 5.

Как видно из таблицы 5, заданный допуск по отклонению от плоскостности не более 0,3 мм не обеспечивался от 10 % до 62 % изготавливаемых дисков.

Для проверки наличия остаточных напряжений в дисках при изготовлении по вышеприведенной технологии была отобрана партия дисков с внутренним зубчатым венцом, наружным диаметром 585 мм, внутренним диаметром 414 мм, толщиной 3 мм в количестве 132 шт. с отклонением от плоскостности в пределах 0,20...0,35 мм и отправлена на хранение в течение четырех месяцев, после хранения отклонение от плоскостности стало в пределах 0,20...1,20 мм. Снижение точности дисков составило по среднему квадратическому отклонению в 4,4 раза, что подтвердило наличие остаточных напряжений в процессе изготовления дисков по вышеприведенному технологическому процессу.

Технологические процессы изготовления дисков с использованием динамической стабилизации. Наиболее эффективным средством повышения точности изготовления дисков и снижения остаточных напряжений является использование динамической стабилизации, сущность которой заключается в кратковременном нагружении диска знакопеременными нагрузками высоких уровней, научные основы и физические закономерности динамической стабилизации геометрических параметров деталей на основе циклического

Таблица 5 — Точность изготовления дисков с диаметрами в пределах 600 мм из горячекатаной стали

Параметры	Отклонение от плоскостности после операций, мм					
	Вырезка	Закалка отпуск	Зубонарезание шлифование	Отпуск	Шлифование	Термофиксация
диски с внутренним зубчатым венцом, наружным диаметром 585 мм, внутренним диаметром 414 мм, толщиной 3 мм						
Интервал, мм	0,65...9,5	0,1...0,85	0,2...0,9	0,15...0,65	0,2...0,7	0,1...0,6
Процент деталей в допуске 0,3 мм, %	—	38,4	17,9	34,4	25,7	62,3
диски с наружным зубчатым венцом, наружным диаметром 588 мм, внутренним диаметром 420 мм, толщиной 3 мм						
Интервал, мм	0,85...10,5	0,15...1,1	0,4...2,6	0,15...1,8	0,35...1,6	0,3...1,77
Процент деталей в допуске 0,3 мм, %	—	7,9	8,0	13,2	6,0	10,8

Таблица 6 — Точность изготовления дисков с наружным диаметром 585 мм, толщиной 3 мм по отклонению от плоскостности при изготовлении с использованием динамической стабилизации

Состояние диска	Стадии изготовления	Фактический интервал, мм	Процент деталей в допуске 0,3 мм, %	Центр рассеивания X, мм	Среднее квадратическое отклонение σ , мм
после предварительного шлифования	до стабилизации	0,20...1,20	24	0,450	0,312
	после стабилизации	0,05...0,31	97	0,144	0,068
после окончательного шлифования	до стабилизации	0,20...0,65	38	0,340	0,149
	после стабилизации	0,15...0,25	100	0,160	0,063

знакопеременного нагружения разработаны в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси [23].

При производстве фрикционных дисков с диаметрами до 500 мм динамическая стабилизация была внедрена в течение 1981–1991 годов на Орловском заводе шестерен при изготовлении фрикционных дисков для тракторов Т-54, Т-100, Т-100М, Т-130 и на Уралвагонзаводе для фрикционных дисков танков Т-72. Для всех фрикционных дисков на этих предприятиях была достигнута точность по отклонению от плоскостности в пределах 0,15...0,25 мм, в то время как до внедрения динамической стабилизации отклонение от плоскостности дисков достигало 1...2 мм. При возврате к изготовлению фрикционных дисков по технологии без динамической стабилизации на Уралвагонзаводе около 50 % дисков по отклонению от плоскостности не соответствовали допуску 0,15 мм [26].

В 2005 году была разработана технологическая концепция изготовления фрикционных дисков с размерами наружного диаметра от 580 до 900 мм с использованием динамической стабилизации, которая заключается в том, что динамическая стабилизация дисков вводится на промежуточных стадиях технологического процесса для заготовки диска, после предварительного шлифования и для окончательно обработанного диска [27]. Результаты влияния динамической стабилизации на отклонение от плоскостности представлены в таблице 6.

Как видно из таблицы 6, с использованием динамической стабилизации точность изготовления дисков повышалась в 2,5...3 раза и обеспечивалась заданная точность 0,3 мм для 100 % дисков.

Для оценки остаточных напряжений в дисках, изготовленных с использованием динамической стабилизации, использовался метод измерения отклонения от плоскостности спустя некоторое время после изготовления. В таблице 7 приведены результаты измерения дисков с наружным диаметром

585 мм, толщиной 3 мм по отклонению от плоскостности спустя 2 месяца после изготовления.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о незначительном уровне увеличения отклонения от плоскостности и, следовательно, о незначительном уровне остаточных напряжений в дисках после динамической стабилизации.

Стендовые испытания фрикционных дисков гусеничных машин. После внедрения динамической стабилизации фрикционных дисков на Уралвагонзаводе в качестве объекта испытания были выбраны фрикционные парные диски из стали 30 ХГСА с твердостью 28...35 HRC₃ с толщиной диска 5 мм, с наружным диаметром в пределах 375 мм. Серийные диски имели отклонение от плоскостности в пределах 0,12...0,45 мм, стабилизированные — в пределах 0,15...0,38 мм. В качестве пар трения использовались сочетания: сталь по стали, сталь по металлокерамике на железной основе, сталь по металлокерамике на медной основе. Диски испытывались пакетами в условиях сухого трения. Стендовые испытания проводились со следующими режимами нагружения:

- удельная работа трения — 43,2; 49,0; 96,0; 147,0; 196,0 Дж/см²;
- давление на поверхностях трения — 0,26; 0,32 МПа;
- начальная скорость скольжения — 26,3; 36,8; 45,6; 52,6 м/с;
- число буксований — 50...500.

В результате проведенных испытаний было установлено, что в парах трения сталь по стали среднее значение коробления для стабилизированных стальных дисков составляло 0,36 мм, для нестабилизированных серийных — 0,48 мм [28].

Стендовые испытания фрикционных дисков карьерных самосвалов. Для проведения сравнительных испытаний использовались диски с наружным диаметром 588 мм, внутренним диаметром 420 мм, толщиной 3 мм, с отклонением от пло-

Таблица 7 — Изменение точности дисков, изготовленных с использованием динамической стабилизации, по отклонению от плоскостности после хранения в течение двух месяцев

Состояние	Допуск, мм	Интервал, мм	Центр рассеивания X, мм	Среднее квадратическое отклонение σ , мм
После изготовления	0,3	0,05...0,30	0,237	0,081
После хранения	0,3	0,05...0,32	0,248	0,083

скости в пределах 0,20–0,30 мм. Динамические испытания выполнялись на режимах:

- частота вращения вала балансирной машины соответствовала условной скорости движения карьерного самосвала $V = 8,6$ км/ч, $V = 17,4$ км/ч и $V = 26$ км/ч и была равна $22,4$ мин⁻¹, $45,4$ мин⁻¹ и $67,8$ мин⁻¹;

- давление в системе управления тормозом $P_{упр}$ составляло 6 МПа, 9 МПа и, соответственно, удельное давление на фрикционные диски было $p = 0,855$ Н/мм² и $p = 1,287$ Н/мм².

По результатам испытаний было установлено, что для фрикционного узла с дисками, изготовленными с использованием динамической стабилизации при удельном давлении 0,855 Н/мм² коэффициент динамического трения выше в 1,07...1,12 раза по сравнению с дисками, изготовленными без использования динамической стабилизации [27].

Выводы. 1. Фрикционные устройства широко используются в современных колесных и гусеничных машинах и должны обеспечивать стабильность таких показателей, как полнота включения, «чистота» выключения, легкость переключения и стабильность алгоритма переключения, которые могут существенно влиять на такие технические показатели машины, как подвижность и маневренность, определяемые временем разгона и торможения, временем и радиусами поворотов. Высокая подвижность и маневренность является основным требованием, предъявляемым к гусеничным и колесным машинам военного назначения. Основным элементом фрикционных устройств являются фрикционные диски, которые должны обеспечивать в течение всего времени эксплуатации стабильность технических параметров — точность рабочих поверхностей, стабильность статического и динамического коэффициентов трения.

2. Стабильность технических параметров фрикционных дисков определяется оптимально выбранным соотношением наружного и внутреннего диаметров по относительной ширине диска и отсутствием технологических остаточных напряжений. При использовании относительно «широких» дисков увеличивается площадь трения и уменьшается количество дисков для заданного момента, однако при этом увеличивается склонность диска к деформированию в виде «тарельчатости» и ухудшению всех показателей фрикционного устройства. При использовании относительно «узких» дисков уменьшается площадь трения и увеличивается количество дисков для заданного момента «тарельчатости» и ухудшаются все показатели фрикционного устройства, рекомендуется значительное отношения d/D более 0,675.

3. Основной причиной выхода из строя фрикционных дисков в процессе эксплуатации является коробление. Коробление фрикционных дисков является основной причиной выхода из строя фрикционных узлов, и величины коробления значительно

превышают величины износа. Проведенный анализ выхода из строя дисков маслоохлаждаемых тормозов карьерных самосвалов позволяет сделать выводы о том, что причинами коробления дисков в процессе эксплуатации являются остаточные технологические напряжения и низкая и сходная точность по отклонению от плоскостности рабочих поверхностей дисков.

4. Анализ известных технологических процессов изготовления фрикционных дисков из горячекатаной стали показал, что достигаемая точность по отклонению рабочих поверхностей составляет до 0,4 мм для дисков диаметра 300...400 мм и до 0,5 мм для дисков диаметра 500...600 мм при наличии остаточных напряжений, релаксация которых в течение 2...4 месяцев приводит к почти двукратному увеличению отклонения от плоскостности рабочих поверхностей.

5. В процессе эксплуатации фрикционных устройств с такими дисками происходит уменьшение площади контакта, увеличение времени буксования и коробление дисков преимущественно в форме «тарельчатости», с увеличением коробления диски постепенно занимают все свободное пространство гарантированного зазора для отвода поршня и возникает подтормаживание дисков, температура фрикционного узла повышается, время включения и выключения фрикционного узла и цикл переключения передач нарушаются. Для обычных транспортных средств, тракторов и карьерных самосвалов, это приводит к повышенному расходу топлива и снижению ресурса, для машин военного назначения это приводит к снижению подвижности и маневренности.

6. Для повышения точности изготовления фрикционных дисков с существенным снижением остаточных напряжений предлагается принципиально новая технология изготовления фрикционных дисков с использованием динамической стабилизации, при этом достигаемая точность по отклонению рабочих поверхностей составляет до 0,2 мм для дисков диаметра 300...400 мм и до 0,25 мм для дисков диаметра 500...600 мм при снятии остаточных напряжений.

Технология изготовления фрикционных дисков диаметром до 500 мм с использованием динамической стабилизации была внедрена в течение 1981–1991 годов при изготовлении фрикционных дисков для тракторов Т-54, Т-100, Т-100М, Т-130 и танков Т-72. В 2005 году была создана и внедрена установка с ЧПУ для динамической стабилизации дисков диаметром до 950 мм, используемых в многодисковых маслоохлаждаемых тормозах карьерных самосвалов. Технология изготовления фрикционных дисков с использованием динамической стабилизации позволяет достичь как повышенной точности по отклонению от плоскостности рабочих поверхностей дисков, которые невозможно достичь другими методами, так и гарантировать минималь-

ные остаточные деформации, что снижает коробление фрикционных дисков в процессе эксплуатации.

Список условных обозначений

- h — толщина диска, м;
 D — расчетный наружный диаметр, м;
 d — расчетный внутренний диаметр, м;
 h/r_{cp} — отношение ширины полотна диска к среднему диаметру;
 d/D — отношение наружного диаметра к внутреннему;
 Q — количество тепла, необходимое для нагрева диска на заданную температуру;
 m — масса диска, кг;
 c — удельная теплоемкость материала диска, $\frac{Дж}{кг \cdot град}$;
 Δt — разность температур диска, °С;
 ρ — плотность материала диска, $кг/м^3$;
 A — работа сил трения за один оборот диска;
 p — нормальное давление, равномерно распределенное по поверхности диска;
 f — коэффициент трения скольжения;
 T — время нагрева с;
 n — частота вращения диска, $мин^{-1}$;
 $k = \left(\frac{d}{D}\right)$ — величина, характеризующая относительную ширину диска;
 α — постоянная величина;
 B — переменная величина, характеризующая рост температуры диска в зависимости от его относительной ширины;
 W — прогиб по наружному контуру диска;
 G — равнодействующая равномерно распределенной нагрузки по наружному контуру;
 C_3 — коэффициент, учитывающий условие закрепления диска;
 E — модуль упругости, МПа;
 β — постоянная величина.

Список литературы

1. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В.М. Труханов [и др.]; под ред. В.М. Труханова. — М.: Машиностроение, 2001. — 736 с.
2. Стрелков, А.Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин: учеб. пособие / А.Г. Стрелков. — М.: МГТУ «МАМИ», 2005. — 616 с.
3. Шарипов, В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов / В.М. Шарипов. — М.: МГТУ «МАМИ», 2002. — 300 с.
4. Конструкция и расчет танков и БМП: учеб. / под общ. ред. В.А. Чобитка. — М.: Военное изд-во, 1984. — 375 с.
5. Безлюдько, А.В. Основы теории и конструкции трансмиссий: учеб. пособие / А.В. Безлюдько. — Минск: БНТУ, 2009. — 118 с.
6. Оценка технического уровня танковых трансмиссий и пути его повышения / В.Л. Чернышев [и др.] // 10-я междунар. науч.-техн. конф. «Технологии XXI века», 8–14 сент. 2003 г., Алушта.
7. Тарасик, В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В.П. Тарасик. — Минск: Наука и техника, 1973. — 320 с.
8. Проектирование фрикционов гидромеханических передач / В.П. Тарасик [и др.] // Вестн. Бел.-Рос. ун-та. — 2011. — № 4 (33). — С. 107–116.
9. Тарасик, В.П. Система мониторинга технического состояния гидромеханической передачи / В.П. Тарасик, Н.Н. Горбатенко, Р.В. Плякин // Вестн. Бел.-Рос. ун-та. — 2013. — № 3 (40). — С. 46–56.
10. Шаповалова, О.А. Анализ отказов фрикционов ГМП и пути их снижения / О.А. Шаповалова, А.В. Лешок // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 3 (16). — С. 67–73.
11. Фрикционные материалы для гидромеханических передач / А.Ф. Ильюшенко [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. — 2011. — № 6. — С. 41–44.
12. Результаты испытаний фрикционных дисков из различных материалов для гидромеханических передач самосвалов «БелАЗ» / А.Ф. Ильюшенко [и др.] // Трение и износ. — 2011. — Т. 32, № 6. — С. 284–255.
13. Прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссии гусеничных машин / В.Б. Держанский [и др.] // Вестн. ЮУрГУ. — 2007. — № 25. — С. 66–69.
14. Оценка энергоемкости и теплонагруженности многодискового маслоохлаждаемого тормоза / В.Е. Антонюк [и др.] // Трение и износ. — 2009. — Т. 30, № 5. — С. 456–465.
15. Тепловой режим работы многодискового маслоохлаждаемого тормоза / В.П. Сергиенко [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 4 (9). — С. 39–46.
16. Тараторкин, А.И. Снижение динамической нагруженности фрикционных элементов управления трансмиссией транспортных машин методом исключения параметрических колебаний: дис. ... канд. техн. наук / А.И. Тараторкин; МГТУ им. Н.Э. Баумана. — М., 2015. — 158 с.
17. Жучков, М.Г. Расчет долговечности трансмиссий военных гусеничных машин / М.Г. Жучков, Р.Н. Корольков, О.С. Петров; под ред. П.П. Исакова. — М.: ЦНИИ информации, 1987. — 372 с.
18. Германчук, Ф.К. Долговечность и эффективность тормозных устройств / Ф.К. Германчук. — М.: Машиностроение, 1973. — 176 с.
19. Конорев, Р.В. Совершенствование технологии восстановления дисков фрикционных передач газодетанационным напылением (на примере трактора К-700): дис. ... канд. техн. наук / Р.В. Конорев. — Новосибирск, 2007. — 124 с.
20. Антонюк, В.Е. Выбор конструктивных параметров и совершенствование технологии изготовления фрикционных дисков / В.Е. Антонюк // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2005. — № 7. — С. 45–47.
21. Reibbeläge / Miba Frictec GmbH [Electronic resource]. — Mode of access: <http://www.miba.com/Reibbelaege,4,de.html>. — Date of access: 15.05.2015.
22. Hoerbiger Lamellenhandbuch — A5K113 / HOERBIGER Antriebstechnik GmbH [Electronic resource]. — Mode of access: <http://www.hoerbiger.com / Publikationen.255.0.html>. — Date of access: 15.05.2015.
23. Антонюк, В.Е. Динамическая стабилизация геометрических параметров деталей знакопеременным нагружением / В.Е. Антонюк. — Минск: Технопринт, 2004. — 184 с.
24. Рудый, В.В. Работоспособность фрикционных тормозных дисков карьерных самосвалов семейства БелАЗ / В.В. Рудый, В.Е. Антонюк, Э.М. Дечко // Вестн. ПГУ. Сер. В. Прикладные науки. — 2010. — № 2. — С. 81–86.
25. Антонюк, В.Е. Импульсная правка фрикционных дисков / В.Е. Антонюк // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2004. — № 9. — С. 44–46.
26. Гупалов, Б.А. Разработка технологии вибрационной правки маложестких деталей типа дисков: дис. ... канд. техн. наук / Б.А. Гупалов. — Новоуральск, 2013. — 251 с.
27. Рудый, В.В. Расчетно-экспериментальное обоснование параметров дисков маслоохлаждаемых тормозов карьерных самосвалов и оборудования для их динамической стабилизации: дис. ... канд. техн. наук / В.В. Рудый. — Минск, 2011. — 121 с.
28. Антонюк, В.Е. Влияние динамической стабилизации фрикционных дисков на их работоспособность / В.Е. Антонюк // Трение и износ. — 2005. — Т. 26, № 1. — С. 84–89.

ANTONYUK Vladimir E., D. Sc. in Eng.

Chief Researcher of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering

Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 25 April 2016.

FEATURES OF THE DESIGN AND MANUFACTURING TECHNIQUES OF FRICTIONAL DISKS OF CATERPILLAR AND WHEEL CARS

Most often meeting reason of failure while in service frictional brakes and frictional knots in caterpillar and wheel cars is deformability of frictional disks. Deformability of disks leads to indistinct inclusion and deenergizing of the frictional knot, the raised temperature mode and the fuel expense, reduction of service life of all frictional knot. Loss of clearness of inclusion and deenergizing of frictional knot reduces technical characteristics of controllability by all car. On the basis of the analysis of thermal balance of frictional knot and relative width of disks possibility of occurrence of deformability of disks in the form of "plate" is established and recommendations for choice an optimum parity of diameters and relative width of a disk are given. Variants of known technological processes of manufacturing of disks are considered and conclusions are drawn on their insufficiency for achievement of demanded accuracy on a deviation from planeness of working surfaces of disks and to decrease in technological residual pressure. Communication between technological residual pressure and deformability of disks is revealed. For decrease in deformability of disks while in service it is recommended to use technological process of manufacturing of disks with dynamic stabilisation. Decrease in deformability of the disks made with use of dynamic stabilisation, is confirmed by bench tests.

Keywords: disc, friction, clutch, brake, deviation from planeness, deformability, residual pressure, dynamic stabilisation

References

1. Trukhanov V.M. [et al.] *Transmissii gusenichnyh i kolesnyh mashin* [Transmission of tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Mashinostroenie, 2001. 736 p.
2. Strelkov A.G. *Konstrukcija bystrohodnyh gusenichnyh mashin: ucheb. posobie* [The construction of high-speed tracked vehicles: a Textbook]. Moscow, MGTU "MAMI", 2005. 616 p.
3. Sharipov V.M. *Proektirovanie mehanicheskikh, gidromehani-cheskikh i gidroobemnyh peredach traktorov* [Design of mechanical, hydro-mechanical and hydrostatic transmission tractors]. Moscow, MGTU "MAMI", 2002. 300 p.
4. Chobitok V.A. *Konstrukcija i raschet tankov i BMP: ucheb.* [Design and calculation of tanks and infantry fighting vehicles: a Textbook]. Moscow, Voennoe izd-vo, 1984. 375 p.
5. Bezlyudko A.V. *Osnovy teorii i konstrukcii transmissij: ucheb. posobie* [Fundamentals of the theory and design of transmission: studies: a Manual]. Minsk, BNTU, 2009. 118 p.
6. Chernyshev V.L. [et al.] *Ocenka tehničeskogo urovnja tankovyh transmissij i puti ego povyšhenija* [Evaluation of the technical level of the tank transmission and ways to improve it]. *Trudy 10 mezhdunar. nauch.-tehn. konf. "Tehnologii XXI veka"* [Proc.10 Intern. scientific and engineering. Conf. "Technologies of XXI Century"]. Alushta, 2003.
7. Tarasik V.P. *Frikcionnye mufty avtomobil'nyh gidromehani-cheskikh peredach* [Friction clutch of automobile hydromechanical transmission]. Minsk, Nauka i tehnika, 1973. 320 p.
8. Tarasik V.P. [et al.] *Proektirovanie frikcionov gidrome-hanicheskikh peredach* [Design of hydromechanical clutch transmissions]. *Vestn. Bel.-Ros. un-ta* [Bulletin of Belarusian-Russian University], 2011, no. 4(33), pp. 107–116.
9. Tarasik V.P., Gorbatenko N.N., Plyakin R.V. *Sistema moni-toringa tehničeskogo sostojanija gidromehaničeskoj pe-redachi* [Monitoring system of technical condition of a hydro-mechanical transmission]. *Vestn. Bel.-Ros. un-ta* [Bulletin of Belarusian-Russian University], 2013, no. 3(40), pp.46–56.
10. Shapovalova O.A., Leshok A.V. *Analiz otkazov frikcionov GMP i puti ih snizhenija* [Failure analysis of clutch GMP and its risk mitigation]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2011, no. 3(16), pp. 67–73.
11. Ilyushchenko A.F. [et al.] *Frikcionnye materialy dlja gidromehaničeskikh peredach* [Friction materials for hydro-mechanical transmission]. *Traktory i sel'hozmashiny* [Tractors and farm machinery], 2011, no. 6, pp. 41–44.
12. Ilyushchenko A.F. [et al.] *Rezul'taty ispytanij frikcionnyh diskov iz razlichnyh materialov dlja gidromehaničeskikh peredach samosvalov "BelAZ"* [The test results of the friction disks of different materials for "BelAZ" dump trucks hydro-mechanical transmissions]. *Trenie i iznos* [Friction and Wear], 2011, vol. 32, no, pp. 284–255.
13. Derzhanskiy V.B. [et al.] *Prognozirovanie ciklichnosti pereklyuchenija peredach transmissii gusenichnyh mashin* [Prediction of cycling gear transmission of tracked vehicles]. *Vestn. JuUrGU* [Bulletin of the SUSU], 2007, no. 25, pp. 66–69.
14. Antonyuk V.E. [et al.] *Ocenka jenergoemkosti i teplo-nagruženosti mnogodiskovogo masloohlazhdaemogo tormoza* [Assessment of energy consumption and heat load of multi-disc wet brakes]. *Trenie i iznos* [Friction and Wear], 2009, vol. 30, no. 5, pp. 456–465.
15. Sergienko V.P. [et al.] *Teplovoj rezhim raboty mnogodiskovogo masloohlazhdaemogo tormoza* [Heat mode of multi-disc wet brakes]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2009, no. 4(9), pp. 39–46
16. Taratorkin A.I. *Snizhenie dinamičeskoj nagruženosti frikcionnyh jelementov upravlenija transmissiej transportnyh mashin metodom isključenija parametricheskikh kolebanij*. Diss. kand. tehn. nauk [Reducing of dynamic loading of friction transport vehicles of transmission controls by the process of elimination of parametric oscillation. Ph.D. in eng. diss.]. Moscow, MGTU im. N.Je. Bauman, 2015. 158 p.
17. Zhuchkov M.G., Korolkov R.N., Petrov O.S., Isakov P.P. *Raschet dolgovečnosti transmissij voennyh gusenichnyh mashin* [Calculation of durability of transmissions of military tracked vehicles]. Moscow, CNII informacii, 1987. 372 p.
18. Germanchuk F.K. *Dolgovečnost' i jeffektivnost' tormoznyh ustrojstv* [Durable and efficient braking devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1973. 176 p.
19. Konoreev R.V. *Sovershenstvovanie tehnologii vosstanovlenija diskov frikcionnyh peredach gazodetanocionnym napyleniem (na primere traktora K-700)*. Diss. kand. tehn. nauk [Improving the technology of recovery discs of the friction gear gazo-detanotsionnym spraying (for example, a tractor K-700). Ph.D. in eng.]. Novosibirsk, 2007. 124 p.

20. Antonyuk V.E. Vybor konstrukcionnyh parametrov i sovershenstvovanie tehnologii izgotovlenija frikcionnyh diskov [Selection of design parameters and improvement of production technology of friction discs]. *Traktory i sel'skhozjajstvennyye mashiny* [Tractors and agricultural machinery], 2005, no. 7, pp. 45–47.
21. *Reibbeläge*. Miba Frictec GmbH. Available at: <http://www.miba.com/Reibbelaege,4,de.html/> (accessed 15 May 2015).
22. *Hoerbiger Lamellenhandbuch A5K113*. HOERBIGER Antriebstechnik GmbH. Available at: <http://www.hoerbiger.com/Publikationen.255.0.html/> (accessed 15 May 2015).
23. Antonyuk, V.E. *Dinamicheskaja stabilizacija geometricheskikh parametrov detalej znakoperemennym nagruzheniem* [Dynamic stabilization of the geometric parameters of parts with alternating loading]. Minsk, Tehnoprnt, 2004. 184 p.
24. Rudy V.V., Antonyuk V.E., Dechko E.M. Rabotosposobnost' frikcionnyh tormoznyh diskov kar'ernyh samosvalov semejstva BelAZ [The efficiency of the friction brake discs BelAZ dump trucks family]. *Vestn. PGU. Applied Science* [Bulletin of PGU], 2010, no. 2, 81–86.
25. Antonyuk V.E. Impul'snaja pravka frikcionnyh diskov [Impulse correction of friction discs]. *Traktory i sel'hoz mashiny* [Tractors and farm machinery], 2004, no. 9, pp. 44–46.
26. Gupalov B.A. *Razrabotka tehnologii vibracionnoj pravki malozhestkih detalej tipa diskov*. Dis. kand. tehn. nauk [Development of technology of vibrating correction of not hard parts such as disks. Ph.D. in eng.]. Novouralsk, 2013. 251 p.
27. Rudy, V.V. *Raschetno-jeksperimental'noe obosnovanie parametrov diskov masloohlazhdaemyh tormozov kar'ernyh samosvalov i oborudovanija dlja ih dinamicheskoy stabilizacii* Dis. kand. tehn. nauk [Settlement and the experimentally study of discs parameters of wet brakes dump trucks and equipment for dynamic stabilization. Ph.D. in eng.]. Minsk, 2011. 121 p.
28. Antonyuk V.E. Vlijanie dinamicheskoy stabilizacii frikcionnyh diskov na ih rabotosposobnost' [Influence of dynamic stabilization of the friction discs on their performance]. *Trenie i iznos* [Friction and Wear], 2005, vol. 26, no. 1, pp. 84–89.