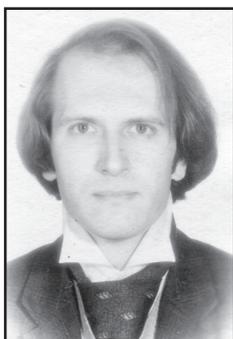


Тяговые электродвигатели для гибридных и электрохимических локомотивов



Сергей КАЛУГИН
Sergey P. KALUGIN

Алексей БЕЛЯЕВ
Alexey S. BELYAEV



Калугин Сергей Павлович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы» Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

Беляев Алексей Сергеевич – руководитель проектов ОАО «Числовая механика», Москва, Россия.

Traction Electric Motors for Hybrid and Electro-Chemical Locomotives

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 57)

В России построены опытные локомотивы новых типов – аккумуляторные и гибридные, режимы работы силового оборудования которых имеют ряд особенностей. В связи с этим возникает вопрос о возможности применения в них серийно выпускаемых тяговых двигателей.

В статье показано, что такая возможность есть, но при выполнении определенных ограничений. Для обоснования своего заключения авторы анализируют различные способы решения, сопоставляют расчетные и эксплуатационные характеристики силового оборудования, тяговых двигателей тепловозов.

Ключевые слова: гибридные локомотивы, аккумуляторные локомотивы, топливные элементы, режим работы, тяговые электродвигатели, система охлаждения двигателей.

Коммерциализация железнодорожных перевозок, обслуживания и ремонта подвижного состава, содержания инфраструктуры вынуждает изыскивать способы более эффективного использования всех имеющихся ресурсов. Одной из проблем являются сравнительно худшие в сравнении с электрической тягой показатели перевозочной работы на участках с тепловозной тягой [1, 2]. Это прежде всего средняя скорость движения, время доставки грузов и пассажиров, провозная способность пути. Известен ряд способов, позволяющих повысить показатели участков с автономной тягой – вождение тяжеловесных и длинносоставных поездов, использование двойной тяги, применение локомотивов с повышенной секционной мощностью, а также оптимизация графика движения, сокращение интервалов между поездами, совершенствование систем автоблокировки.

Проблема и в то же время преимущество тепловозов в постоянстве их мощности. Для большинства локомотивов весьма невыгодным является такой профиль, который содержит крутые и затяжные подъемы, составляющие сравнительно малую долю от всего участка обращения. В подобных ситуациях

приходится прибегать к использованию подталкивающих локомотивов, а если это по каким-либо причинам затруднительно — то назначать мощность и силу тяги соответственно этим подъемам, вследствие чего мощность локомотивов на всем остальном пути оказывается сильно недоиспользованной (для электровозов — иногда более чем в 2 раза). Недоиспользование мощности тепловозов значительно меньше благодаря гиперболлической форме их тяговой характеристики — они преодолевают такие подъемы за счет снижения скорости движения.

Однако в ряде случаев недоиспользование мощности остается значительным и для тепловозов. Например, при ограничении скорости движения на перегонах, а главное — вследствие ее снижения на подъеме, когда резко возрастает время в пути и падает провозная способность участка. И применение подталкивающих локомотивов, и значительное недоиспользование магистральных тепловозов экономически невыгодны и заставляют искать адаптационные резервы. Подобные профили пути встречаются сравнительно редко и не могут быть выявлены при классификации по методике ВНИИЖТ, поскольку, согласно ей, более крутым расчетным подъемам соответствует и меньшая доля площадок. Воспрепятствовать негативной тенденции к потере конкурентоспособности в таких условиях можно, применяя локомотивы со специальными характеристиками, обеспечивающими более или менее продолжительное повышение мощности сверх номинальной при неизменной максимальной силе тяги.

На сегодня наметились два способа решения задачи: применение накопителей энергии в силовой цепи локомотива и подключение локомотивных энергетических установок, обладающих перегрузочной способностью. Первый вариант развивается главным образом за счет электрических и электрохимических накопителей — конденсаторов и аккумуляторов, однако разрабатываются и другие типы накопителей, из которых следует выделить маховиковые, наиболее подходящие для автономных транспортных средств с механической передачей. Энергетические установки, построенные на сочетании первичного источника энергии и накопителя, получили название гибридных (в России известны опытные гибридные тепловозы ТЭМ9h, ТЭМ35, ЛГМ-1).

Принципиально иным подходом к проблеме является применение первичных источников энергии, имеющих высокую перегрузочную способность, то есть готовность при необходимости более или менее кратковременно отдавать мощность сверх номинальной, возможно, с ухудшением каких-либо параметров (например, КПД или ресурса).

Тепловозный дизель с газотурбинным наддувом имеет перегрузочную способность около 3%, можно сказать, практически ею не обладает. Одним из перспективных типов первичных источников энергии для автономных локомотивов считаются топливные элементы [3], являющиеся одной из разновидностей химических источников тока. Оценка их перегрузочной способности — около 50% [4], причем перегрузочным считается режим, при котором ток нагрузки больше, чем ток, соответствующий максимальному КПД.

Возможностью экономично работать в диапазоне мощностей обладает трехвальная газотурбинная установка [5], существуют также конструкции газовых и парогазовых турбин с форсажным режимом, однако широкому их применению на железнодорожном транспорте препятствует ряд недостатков — интенсивный аэродинамический шум, сложность системы запуска, быстроходность и, как следствие, трудность согласования с потребителем энергии и гироскопический эффект, не столь лучшие по сравнению с дизелем стоимость и топливная экономичность.

Еще одним источником энергии, перспективным для некоторых типов локомотивов (прежде всего, промышленных при малых среднесуточных пробегах — менее 100 км), является аккумуляторная батарея. До настоящего времени низкие массогабаритные и ресурсные показатели тяговых батарей не позволяли создавать экономически эффективные аккумуляторные локомотивы (опытный ЛАМ-01 в 2003 году был построен [6] и через десять лет списан). Проблема решилась с появлением литий-полимерных вариантов (в частности, литий-железо-фосфатной электрохимической системой). Перегрузочная способность аккумуляторной батареи лимитируется максимальным разрядным током, выраженным в единицах емкости; для хороших батарей этот показатель может быть порядка 1,5–2,5, т. е. довольно велик.

Ныне известны методы проектирования тяговых электродвигателей (ТЭД) на опре-



Тип ТЭД	P_d , кВт	$U_{л-э}$, В	$I_{л-э}$, А	$\eta_{л-э}$	$n_{л-э}$, об/мин	$K_{пер_ТЭД_max}$
ЭД118А	305	463/700	720/476	91,5	585	1,51
ЭД121А	413	542/750	830/600	91,8	704	1,38
ЭДУ133	414	505/780	890/577	92,1	600	1,54
ЭД127	586	715/980	890/650	92,1	950	1,37

деленное напряжение (электровозные ТЭД) и на определенную мощность (тепловозные ТЭД). Если в эксплуатации возникает необходимость перегрузки тягового двигателя по силе тока, то в этом случае ведется расчет на нагревание [7]. Расчет ТЭД при перегрузках по мощности не предусмотрен, поскольку на обычных тепловозах такой режим в принципе неосуществим. Методы проектирования двигателей на определенную энергоотдачу на сегодняшний день неизвестны, в связи с чем стоит вопрос выбора ТЭД для гибридных, аккумуляторных, а также водородных (с силовой установкой на базе топливных элементов) автономных локомотивов. В частности, не исключается применение на первом этапе серийно выпускаемых ТЭД. Максимальный коэффициент перегрузки по мощности тепловозных тяговых двигателей, равный отношению максимального напряжения к длительному, при сходе с гиперболической тяговой характеристики составляет 30–50% (таблица 1). Длительный ток (и длительная сила тяги) при таком виде перегрузки не изменяются.

Однако помимо напряжения имеются и другие лимитирующие перегрузку факторы. В [4] показано, что при 10–15-процентных перегрузках по мощности, осуществляемых повышением частоты вращения при токе продолжительного режима, коммутация остается вполне удовлетворительной. Что же касается температурного режима ТЭД, то рост частоты вращения с соответствующим повышением расхода охлаждающего воздуха, по ряду оценок, приведет к интенсификации теплоотвода в большей степени, чем к росту потерь. Данный тезис можно подтвердить расчетами. При повышении частоты вращения с сохранением силы тока возрастает два вида потерь в роторе: в стали ротора и на трение щеток о коллектор. Несколько возрастут также потери на коммутацию и в подшипниках. Потери в меди и элек-

трические потери в переходном сопротивлении щеточно-коллекторного узла не изменятся. Согласно [8], потери в стали вычисляются по формуле:

$$P_c = k \cdot \left(\frac{P}{M} \right)_{10/50} \cdot B^2 \cdot \left(\frac{f}{50} \right)^{1,3} \cdot M, \quad (1)$$

где k – поправочный коэффициент, учитывающий наличие заусенцев, замыканий между листами, дефектов сборки и т. д.; для машин постоянного тока его значение находится в пределах 3,5–4,0;

$\left(\frac{P}{M} \right)_{10/50}$ – удельные потери в стали на

единицу массы при индукции 1 Тл и частоте 50 Гц, Вт/кг;

B – среднее значение индукции, Тл;

f – частота перемагничивания стали, Гц;

M – масса сердечника, кг.

Частота перемагничивания стали ротора ТЭД постоянного тока равна частоте вращения, умноженной на число пар полюсов, прочие параметры в выражении (1) остаются постоянными, поэтому можно записать следующее соотношение:

$$\frac{P_{c_n1}}{P_{c_n2}} = \left(\frac{f_1}{f_2} \right)^{1,3} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{1,3}, \quad (2)$$

где P_{c_n1} – потери в стали ротора при частоте вращения n_1 ;

P_{c_n2} – то же, при частоте вращения n_2 .

Потери на трение щеток о коллектор вычисляются по формуле [8]:

$$P_{тр_щ} = k_{тр} \cdot p_{щ} \cdot S_{щ} \cdot w_{кол}, \quad (3)$$

где $k_{тр}$ – коэффициент трения щеток о коллектор;

$p_{щ}$ – контактное давление щетки, Па;

$S_{щ}$ – площадь контакта щеток с коллектором, кв.м;

$w_{кол}$ – окружная скорость коллектора, м/с.

Пользуясь известным из формуляра распределением потерь в роторе тепловозного ЭД-118 при продолжительном режиме работы, находим рост тепловыделения при перегрузке по мощности.

Таблица 2

Параметры	Значение	Примечание
1. Масса якоря, кг	270 (актив. ст.)	363 (общий вес)
2. Площадь контакта щеток, кв. см	120	обеих полярностей
3. Диаметр якоря, мм	493	
4. Диаметр каналов в якоре, мм	27	
5. Число каналов в якоре	32	
6. Число пар полюсов	2	
7. Нажатие на щетки, кПа (для щеток типа ЭГ-61)	22	рекоменд.: для тяговых – 40–50, нетяговых – 18–25
8. Коэффициент трения щеток (по Борисенко)	0,25	
9. Длина якоря, мм	420	
10. Диаметр коллектора, мм	400	(нового)
11. Воздушный зазор под центром главного полюса, мм	7	
12. Воздушный зазор под краем главного полюса, мм	18	
13. Статическое давление охлаждающего воздуха, Па	1570	
14. Перегрев ротора в продолжительном режиме, °С	108	сопротивление обмотки 0,0177 Ом (пасп. знач.)
15. Марка стали ротора	Э1300 (2212)	удельные потери = 2,64
16. Сопротивление обмотки якоря при 20 град, Ом	0,013	при 140 град. 0,020 Ом – знач. выше пасп.
17. Температурный коэффициент сопротивления меди	0,0040	
18. Омические потери при 720А, Вт	9160	совп. с пасп. при сопротивлении 0,020 Ом
19. Поверхность якоря, кв. м	0,392	см. принятые допущения
20. Среднее значение зазора под полюсом, мм	9	
21. Индукция в зубцах, Тл	2,17	МДС 2120 АВ
22. Индукция в якоре, Тл	1,44	МДС 264 АВ
23. Число пазов якоря	54	
24. Полюсное перекрытие	$\alpha = 0,65$	

Теплообмен в роторе при изменении частоты вращения подчиняется следующим зависимостям. В каналах ротора, отстоящих от оси вращения, он описывается критериальным уравнением [9]:

$$Nu = 0.018 \cdot Re^{0.8} \cdot \left(1 + 0.6 \cdot \frac{u}{v}\right) \cdot \varepsilon_l, \quad (4)$$

где Re – число Рейнольдса (характерный размер – диаметр канала);

u – окружная скорость ротора на радиусе размещения каналов, м/с;

v – скорость движения воздуха в канале, определяемая по расходу воздуха из уравнения неразрывности;

ε_l – поправка на длину канала ([9], рис. 1), зависящая от отношения длины канала к его диаметру; $l/d = 420/27 = 15,6$; $\varepsilon_l = 1,2$.

Теплоотвод от лобовых частей обмотки ротора (якорной обмотки) считается неизменным, поскольку в соответствии с принятым условием тепловое состояние обмо-

ток при перегрузке по мощности не изменяется.

Теплообмен в зазоре между ротором и статором можно найти по формуле

$$Nu = Nu_0 \cdot \left(\left(1 + A^2 \cdot \left(\frac{Re}{Re_\omega} \right)^2 \right)^{-0.4} + 1,1 \cdot \left(\frac{\delta}{r_1} \right)^{0.8} \cdot \left(A^2 + \left(\frac{Re}{Re_\omega} \right)^2 \right)^{-0.4} \right), \quad (5)$$

где Re_ω – «вращательное» число Рейнольдса;

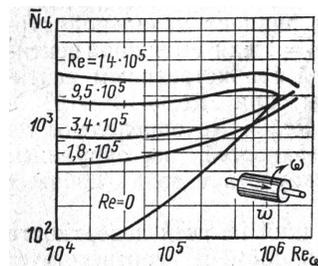


Рис. 1. График для определения теплоотдачи цилиндра.



Параметры	Формула, значение	Примечание
Площадь сечения одного канала	$3,14 \cdot D^2/4 = 5,72$ кв. см	
Площадь всех каналов	183 кв.см.	
Площадь зазора между якорем и полюсами	$3,14 \cdot D \cdot d = 154,8$ кв. см	средняя величина зазора принята равной 10 мм
Сумма каналов и зазора	338 кв.см	
Расход воздуха через каналы	$Q = 0,33$ куб. м/с (0,38)	в дальнейшем уточняется
Скорость воздуха	$v = 18$ м/с (20,7)	
Вязкость воздуха	17,4 сст	при 40 °С
Число Рейнольдса	27930 (32121)	
Коэф. гидр. трения	$l = 0,0245$ (0,0236)	по ф-ле Блазиуса
Потери давления в канале	$0,0245 \cdot (42/2,7) \cdot 1,1 \cdot 18^2/2 = 68$ Па (86,5)	
Окружная скорость на радиусе каналов	$u = 61,2 \cdot 0,14 = 8,57$ м/с	$k = u/v = 0,476$ в продолжит. режиме
Поправка на вращение	$1 - 0,037 \cdot k^2 \cdot 2,77 = 0,995$	Всего 67,7 Па
Потери на входе	0,5	Внезапное сужение
Потери на выходе	1,00	Внезапное расширение
Поправка на вращение	$(1 + 0,3 \cdot k - 0,004k^2)^2 = 1,3$ (по Борисенко)	Всего $(0,5+1) \cdot 1,3 \cdot 1,1 \cdot 18^2/2 = 347,5$ Па (460)
Сопротивление ротора	415 Па (546)	
Скорость воздуха в воздуховоде	$1,33/0,0625 = 21,3$ м/с	Сечение воздуховода 25x25 см
Потери в камерах корпуса	$(0,5+1+1) \cdot 1,1 \cdot 21,3^2/2 = 623,8$ Па	Одно сужение и два расширения
Аэродин. сопротивление по расчету	$415+623,8 = 1038,8$ Па (1169,8 Па)	Неточный расход, без учета поворотов и пр.
Аэродин. сопротивление по паспорту	1570 Па	Погрешность 34% (25%)

δ – зазор между статором и ротором, м;

r_1 – радиус ротора, м;

$$A = 0,65 \cdot \left(\frac{\delta}{r_1}\right)^{0,3}; Nu_0 = 0,015 \cdot Re^{0,8} \cdot \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{0,18}$$

Теплообмен на цилиндрической поверхности аксиально обдуваемого цилиндра можно найти по графику, также взятому из [9]:

Согласно [10], в первом приближении подачу охлаждающего воздуха в электрическую машину рекомендуется изменять пропорционально ее мощности. Однако в расчетных случаях потери существенно изменяются и при постоянной мощности (в зависимости от силы тока или частоты вращения). Поэтому будем вести расчет для двух значений расхода воздуха: номинального и увеличенного в двух вариантах – пропорционально частоте вращения и пропорционально потерям.

Исходные данные для расчета по приведенным формулам сведены в таблицу 2.

Распределение потоков воздуха в ТЭД типа ЭД-118 в зависимости от частоты вращения якоря было исследовано авторами насто-

ящей статьи экспериментально в 2011 году в тепловозной лаборатории кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Для этого микроманометром и тягонапорометром измерялись полное и статическое давления воздуха в камерах корпуса ТЭД со стороны коллектора и с противоположной стороны. Расход воздуха в воздуховоде был найден по его скорости. Аэродинамическое сопротивление каналов якоря вычислялось. Совпадение теоретического перепада давлений по каналам якоря с измеренным достигалось при соотношении расхода воздуха через каналы и через другие пути 27:73 соответственно (таблица 3).

В расчетах приняты следующие допущения:

1) при изменении частоты вращения распределение потоков воздуха (через каналы ротора и мимо каналов) не изменяется;

2) поток воздуха, не идущий через каналы ротора, делится между зазором и другими путями поровну;

3) поверхность ротора, доступная для теплоотвода от стали, равна поверхности

Таблица 4

Параметры	Значения при указанном коэффициенте перегрузки по мощности $K_{пер. ТЭД}$				
	1,0 (номин.)	1,1	1,2	1,35	1,5
1. Потери в якоре, Вт	14870	15390	15921	16736	17572
2. Потери в якорных обмотках, Вт	9160	9160	9160	9160	9160
3. Частота вращения, об./мин	585	644	702	790	878
4. Частота перемагничивания стали, Гц	19,5	21,45	23,4	26,33	29,25
5. Потери в стали ротора, Вт	2920	3305	3701	4313	4947
6. Потери в стали ротора, % от потерь в роторе	19,6	21,5	23,2	25,8	28,3
7. Окружная скорость коллектора, м/с	12,25	13,48	14,70	16,54	18,36
8. Потери на трение щеток, Вт	1350	1485	1620	1823	2025
9. Потери на трение щеток, % от потерь в роторе	9,10	9,65	10,2	10,9	11,5
10. Потери на коммутацию	1440	1440	1440	1440	1440

Таблица 5

Параметры	Значения при указанном коэффициенте перегрузки по мощности $K_{пер. ТЭД}$				
	1,0 (номин.)	1,1	1,2	1,35	1,5
11. Расход воздуха, куб.м/с	1,33	1,46	1,60	1,80	2,00
12. Расход в каналах ротора	0,36	0,394	0,43	0,486	0,54
13. Расход в зазоре	0,485	0,533	0,584	0,656	0,73
14. Скорость в каналах	19,60	21,56	23,52	26,46	29,40
15. Число Рейнольдса в каналах расходное	30414	33456	36497	41059	45621
16. Окружная скорость на радиусе каналов, м/с	8,14	8,96	9,77	10,99	12,22
17. Число Рейнольдса в каналах вращательное	12637	13900	15164	17059	18955
18. Число Нуссельта в каналах	104,1	112,4	120,5	132,4	144,0
19. Коэффициент теплоотдачи в каналах, Вт/кв.м • К	106,4	114,9	123,2	135,3	147,2
20. Теплоотвод через каналы ротора, кВт	12,45	13,44	14,41	15,83	17,22
21. Теплоотвод через каналы ротора, % от потерь в роторе	83,7	87,3	90,5	94,6	98,0
22. Число Нуссельта в зазоре	64,45	69,56	74,57	81,94	89,15
23. Теплоотв. через зазор, кВт	2,59	2,80	3,00	3,30	3,59
24. Теплоотвод через зазор, % от потерь в роторе	17,4	18,2	18,8	19,7	20,4
25. Остаток теплоотвода, %	-1,1	-5,5	-9,3	-14,3	-18,4
26. Сумма теплоотвода, кВт	15,04	16,23	17,40	19,12	20,81
27. Рост тепловыделения	1,000	1,035	1,071	1,125	1,182
28. Рост теплоотвода	1,000	1,079	1,157	1,271	1,383
29. Рост мощности вентилятора	1,00	1,331	1,728	2,460	3,375

цилиндра за вычетом поверхности пазов, поскольку они закрыты малотеплопроводными клиньями;

4) перегрев принят равным измеренному по сопротивлению обмотки ротора (по температуре меди), но фактическая температура стали ротора ниже, поскольку теплота идет от обмоток к стали.

Результаты расчета потерь сведены в таблицу 4.

В таблицах 5 и 6 приведены расчеты теплоотвода по вариантам – в первой

при увеличении производительности вентилятора охлаждения ТЭД пропорционально частоте вращения якоря ТЭД, а во второй – при увеличении производительности вентилятора пропорционально потерям в якоре. В последней строке идет относительное увеличение мощности вентилятора, принятое пропорционально кубу его производительности.

Отклонение вычисленного теплоотвода в якоре ТЭД от паспортного значе-





Таблица 6

Параметры	Значения при указанном коэффициенте перегрузки по мощности $K_{пер.тэд}$				
	1,0 (номин.)	1,1	1,2	1,35	1,5
11. Расход воздуха, куб.м/с	1,33	1,377	1,424	1,496	1,572
12. Расход в каналах ротора	0,36	0,372	0,385	0,404	0,424
13. Расход в зазоре	0,485	0,502	0,520	0,546	0,574
14. Скорость в каналах	19,60	20,29	20,99	22,05	23,17
15. Число Рейнольдса в каналах расходное	30414	31479	32574	34216	35949
16. Окружная скорость на радиусе каналов, м/с	8,14	8,96	9,77	10,99	12,22
17. Число Рейнольдса в каналах вращательное	12637	13900	15164	17059	18955
18. Число Нуссельта в каналах	104,3	108,4	112,6	119,0	125,4
19. Коэффициент теплоотдачи в каналах, Вт/кв.м*К	106,4	110,8	115,2	121,6	128,2
20. Теплоотвод через каналы ротора, кВт	12,45	12,96	13,47	14,23	15,00
21. Теплоотвод через каналы ротора, % от потерь в роторе	83,7	84,2	84,6	85,0	85,4
22. Число Нуссельта в зазоре	64,45	65,85	67,28	69,39	71,64
23. Теплоотв. через зазор, кВт	2,59	2,65	2,71	2,79	2,88
24. Теплоотвод через зазор, % от потерь в роторе	17,4	17,2	17,0	16,7	16,4
25. Остаток теплоотвода, %	-1,1	-1,4	-1,6	-1,7	-1,8
26. Сумма теплоотвода, кВт	15,04	15,61	16,17	17,02	17,88
27. Рост тепловыделения	1,000	1,035	1,071	1,125	1,182
28. Рост теплоотвода	1,000	1,037	1,075	1,131	1,188
29. Рост мощности вентилятора	1,00	1,109	1,228	1,424	1,651

ния потерь в якоре составляет 1,1%, что свидетельствует о достаточном совпадении расчетных значений с фактическими.

ВЫВОДЫ

Выполненные расчеты показывают, что тепловозные тяговые двигатели позволяют реализовывать перегрузочные режимы при условии сохранения веса поезда. Таким образом, существует возможность создания опытных образцов автономных локомотивов с электрохимическими и гибридными энергетическими установками на базе серийных тепловозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кочнев Ф. П. Повышение скоростей движения пассажирских поездов. – М.: Транспорт, 1970. – 272 с.
2. Дмитриев В. А. Народнохозяйственная эффективность электрификации железных дорог и приме-

нения тепловозной тяги. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 272 с.

3. Исследования по созданию энергоустановки на топливных элементах для перспективного локомотива / Д. Н. Григорович и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 2006. – № 2. – С. 28–30.

4. Беляев А. С., Калугин С. П. Использование перегрузочной способности топливных элементов в автономных локомотивах // Вестник ВНИИЖТ. – 2011. – № 2. – С. 42–47.

5. Бартош Е. Т. Газовая турбина на железнодорожном транспорте. – М.: Транспорт, 1972. – 144 с.

6. Сергеев В. Л., Шаркин И. А. Знакомьтесь: маневровый аккумуляторный локомотив ЛАМ-01 // Локомотив. – 2003. – № 10. – С. 39.

7. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.

8. Виноградов Н. В., Горяинов Ф. А., Сергеев П. С. Проектирование электрических машин. – М. – Л., ГЭИ. – 1956. – 504 с.

9. Борисенко А. И., Костиков О. Н., Яковлев А. И. Охлаждение промышленных электрических машин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.

10. Филиппов И. Ф. Теплообмен в электрических машинах: Учеб. пособие. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 256 с. ●

Координаты авторов: **Калугин С. П.** – SPK_111@bk.ru, **Беляев А. С.** – alexeybelyaev@bk.ru.

Статья поступила в редакцию 28.11.2014, принята к публикации 09.04.2015.

Статья подготовлена на основе материалов, представленных авторами на Международной научно-практической конференции «Конструкция, динамика и прочность подвижного состава», посвященной 75-летию со дня рождения В. Д. Хусидова (МИИТ, 20–21 марта 2014 года).

TRACTION ELECTRIC MOTORS FOR HYBRID AND ELECTRO-CHEMICAL LOCOMOTIVES

Kalugin, Sergey P., Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.
Belyaev, Alexey S., JSC «Chislovaya mechanika» [Numerical mechanics], Moscow, Russia.

ABSTRACT

In Russia prototype locomotives of new battery and hybrid types have been built, operation modes of power equipment of which have a number of features. In this connection there is a possibility of applying in them commercially available traction

motors. The article shows that it is possible, but subject to certain limitations. In order to justify their conclusion, the authors analyze different ways of solution; compare design and performance of power equipment, locomotive traction motors.

Keywords: hybrid locomotives, storage-battery locomotives, fuel cells, operation mode, traction electric motors, engine cooling system.

Background. Commercialization of railway transportation, maintenance and repair of rolling stock, infrastructure maintenance needs force to find ways to make better use of all available resources. One problem is relatively worse, compared with electric traction, performance of transportation work in areas with diesel traction [1, 2]. This is primarily average speed, time of delivery of goods and passengers, carrying capacity of track. There is a number of ways to enhance performance of sites with autonomous traction – driving of heavy and long trains, the use of double traction, the use of locomotives with increased sectional capacity, as well as optimization of timetable, reducing intervals between trains, improvement of automatic block systems.

The problem at the same time is advantage of locomotives in the constancy of their power. For majority of locomotives such a profile is very disadvantageous that contains steep and protracted ascends that make up a relatively small fraction of total area of circulation. In such situations, one has to resort to the use of pusher locomotives, and if for any reason it is difficult – than to assign power and traction, respectively, to these ascends, so that the power of locomotives on the rest of the track is greatly underutilized (for electric locomotives – sometimes more than 2 times). Underutilization of capacity of diesel locomotives is much less due to hyperbolic shape of their traction characteristics – they overcome these upgrades by reducing speed.

However, in some cases, under-utilization of capacity remains significant for diesel locomotives. For example, if speed is limited on hauls, and most importantly – due to its reduction on the rise as travel time increases sharply and carrying capacity of the site decreases. And the use of pusher locomotives, and a significant under-utilization of diesel locomotives is economically unprofitable and forces to seek adaptation reserves. Similar track profiles are relatively rare and cannot be identified with classification procedure of VNIIZhT because, according to it, a steeper calculated ascent coincides with smaller proportion of sites. To prevent the negative trend in the loss of competitiveness in these conditions, is possible, using locomotives with special characteristics, providing more or less continuous increase in reserve power exceeding nominal at constant maximum traction force.

Objective. The objective of the authors is to study possibilities of commercial use of traction electric motors in Hybrid and electro – chemical locomotives.

Methods. The authors use general scientific and engineering methods, comparative analysis, graph construction, simulation.

Results. At present, there are two ways of solving the problem: the use of energy storage in power circuit of locomotive and connection of locomotive power plants having overload capacity. The first version develops mainly by electrical and electrochemical storage – capacitors and batteries, but other types of drives are being developed and, flywheel should be allocated as best suited for autonomous vehicles with manual transmission. Power plants built on a combination of primary sources of energy and storage, are called hybrid (known in Russia are known prototype hybrid locomotives TEM9h, TEM35, LGM-1).

A fundamentally different approach to the problem is the use of primary energy sources having high overload capacity, i. e. readiness if necessary, more or less to put out power above nominal over a short time, perhaps with deterioration of some parameters (e. g., efficiency or resource).

Turbocharged diesel engine has overload capacity of about 3%, we can say it practically does not have it. One of the most promising types of primary energy sources for autonomous locomotives are fuel cells [3], a form of chemical sources of current. Evaluation of their overload capacity is about 50% [4], the overload is considered as a mode in which the load current is greater than the current corresponding to maximum efficiency.

Three-shaft gas turbine plant [5] can operate efficiently in a power range, there are also construction of gas and steam turbines with afterburner, but their wide application in railway transport is prevented by a number of shortcomings – intensive aerodynamic noise, complexity of the startup system, rapidity and, as a consequence, difficulty in coordination with the energy consumer and gyroscopic effect, not the best, in comparison with diesel, cost and fuel economy.

Another source of energy, promising for certain types of locomotives (primarily industrial at small average daily mileage – less than 100 km), is battery. So far, low weight and size and resource performance of traction batteries did not allow to create cost-effective storage engines (prototype LAM-01 in 2003, was built [6], and ten years later was written off). The problem was solved with emergence of lithium polymer variants (in particular, lithium-iron-phosphate electrochemical system). The overload capacity of battery is limited by the maximum discharge current, expressed in terms of capacity; for good batteries, this figure could be in the order of 1,5–2,5, i. e., quite large.

Now methods are known for design of traction electric motors (hereinafter – TEM) at a certain voltage (for electric TEM), and a certain power (diesel TEM). If in course of operation there is a need to overload traction motor due to current intensity, then the calculation



Table 1

TEM type	P_{d1} , kW	$U_{d1 \infty}$, W	$I_{d1 \infty}$, A	$\eta_{d1 \infty}$	$n_{d1 \infty}$, rpm	$K_{ovl, TEM, max}$
ЭД118А	305	463/700	720/476	91,5	585	1,51
ЭД121А	413	542/750	830/600	91,8	704	1,38
ЭДУ133	414	505/780	890/577	92,1	600	1,54
ЭД127	586	715/980	890/650	92,1	950	1,37

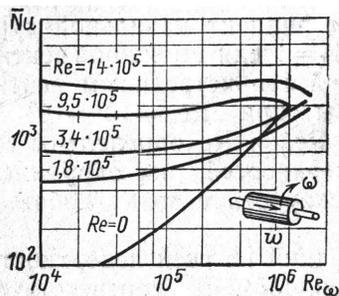


Fig. 1. The graph to determine the heat removal of the cylinder [9].

is carried out on heating [7]. Calculation of TEM in case of overload due to power is not provided, because this mode on conventional locomotives is impossible in principle. Methods of designing engines on certain energy-conversion efficiency to date are unknown, and therefore there is a matter of TEM choice for hybrid, battery and hydrogen (with power plant based on fuel cells) autonomous locomotives. In particular, it does not exclude the application of the first stage of mass-

produced TEM. The maximum load factor of locomotive traction motor power, equal to the ratio of the maximum voltage to a long, straying off hyperbolic traction characteristics is 30–50% (Table 1). Continuous current (and long traction force) for this kind of overload do not change.

However, in addition to voltage there are other factors limiting overload. In [4] it is shown that at 10–15-percent overload due to capacity, ongoing by increase in rotation speed with the current of continuous operation, switching is quite satisfactory. As for temperature mode of TEM, the growth of rotation speed with corresponding increase in cooling air flow, by some estimates, will lead to intensification of the heat removal to a greater extent than increased losses. This thesis can be confirmed by calculations. With increasing rotation speed while maintaining the current intensity rise two types of losses in the rotor: in steel of the rotor and for friction on brushes on the collector. Switching losses and losses in bearings will also increase. Losses in copper and electrical losses in transition resistance of brush-collector unit will not change. According to [8], steel loss is calculated by the formula:

$$P_c = k \cdot \left(\frac{P}{M}\right)_{10/50} \cdot B^2 \cdot \left(\frac{f}{50}\right)^{1.3} \cdot M, \quad (1)$$

Table 2

Parameters	Value	Note
1. Weight of armature, kg	270 (active state)	363 (total weight)
2. Contact area of brushes, cm ²	120	of both polarities
3. Armature diameter, mm	493	
4. Diameter of channels in armature, mm	27	
5. Number of channels in armature	32	
6. Number of pole pairs	2	
7. Pressing on brushes, kPa (for brush type EG-61)	22	recom.: for traction– 40–50, for nontraction– 18–25
8. Coefficient of friction of brushes (according to Borisenko)	0,25	
9. Length of armature, mm	420	
10. Collector diameter, mm	400	(new)
11. Air gap beneath the center of the main pole, mm	7	
12. The air gap beneath the edge of the main pole, mm	18	
13. Static pressure of cooling air, Pa	1570	
14. Overheating of the rotor in continuous mode, °C	108	resistance of winding 0,0177 Ohm (certified value)
15. Brand of steel of rotor	E1300 (2212)	specific losses = 2,64
16. Resistance of the armature winding at 20 degrees, Ohm	0,013	at 140 degrees 0,020 Ohm – value above certified
17. Temperature coefficient of resistance of copper	0,0040	
18. Ohmic losses at 720A, W	9160	coincides with certified at resistance 0,020 Ohm
19. Surface of the armature, sq.m	0,392	see taken assumptions
20. Average value of the gap beneath the pole, mm	9	
21. Induction in tooth groups, T	2,17	MDS2120 AV
22. Induction in armature, T	1,44	MDS264 AV
23. Number of slots of the armature	54	
24. Pole overlapping	$\alpha = 0,65$	

Table 3

Parameters	Formula, value	Note
Cross-sectional area of one channel	$3,14 \cdot D^2/4 = 5,72 \text{ sq.cm}$	
Area of all channels	183 sq.cm	
Area of the gap between armature and poles	$3,14 \cdot D \cdot \Delta = 154,8 \text{ sq.cm}$	average size of the gap is taken equal to 10 mm
Amount of channels and the gap	338 sq.cm	
Air flow through the channels	$Q = 0,33 \text{ cu.m/s (0,38)}$	further refined
Air speed	$v = 18 \text{ m/s (20,7)}$	
Air viscosity	17,4 cS	at 40 °C
Reynolds number	27930 (32121)	
Coeff.of hydr. friction	$\lambda = 0,0245 (0,0236)$	by Blasius formula
Pressure losses in the channel	$0,0245 \cdot (42/2,7) \cdot 1,1 \cdot 18^2/2 = 68 \text{ Pa (86,5)}$	
Circumferential speed at a radius of channels	$u = 61,2 \cdot 0,14 = 8,57 \text{ m/s}$	$k = u/v = 0,476$ in continuous mode
Allowance for rotation	$1 - 0,037 \cdot k^2 \cdot 2,77 = 0,995$	total 67,7 Pa
Losses at input	0,5	Sudden narrowing
Losses at output	1,00	Sudden expansion
Allowance for rotation	$(1 + 0,3 \cdot k - 0,004k^2)^2 = 1,3$ (according to Borisenko)	Total $(0,5 + 1) \cdot 1,3 \cdot 1,1 \cdot 18^2/2 = 347,5 \text{ Pa a (460)}$
Resistance of rotor	415 Pa (546)	
Air speed in air circuit	$1,33/0,0625 = 21,3 \text{ m/s}$	Cross section of air circuit 25x25 cm
Losses in chambers of housing	$(0,5 + 1 + 1) \cdot 1,1 \cdot 21,3^2/2 = 623,8 \text{ Pa}$	One narrowing and two expansions
Aerodynamic. drag according to calculation	$415 + 623,8 = 1038,8 \text{ Pa (1169,8 Pa)}$	Inaccurate flow, without turns etc.
Aerodynamic. drag according to certificate	1570 Pa	Error 34% (25%)

where k is correction coefficient, which takes into account the presence of rough edges, circuits between sheets, assembly defects, etc.; for DC machines its value is in the range 3,5–4,0;

$\left(\frac{P}{M}\right)_{10/50}$ is specific iron loss per unit mass in the

induction of 1 Tesla and a frequency of 50 Hz, W/kg;
 B is average value of induction, T;
 f is magnetic reversal frequency of steel, Hz;
 M is mass of core, kg.

Frequency of magnetic reversal of steel of rotor of DC TEM is equal to the frequency of rotation multiplied by the pole pair number, and other parameters in the expression (1) remain constant, so we can write the following relationship:

$$\frac{P_{c-n1}}{P_{c-n2}} = \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^{1,3} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{1,3}, \quad (2)$$

where $P_{c,n1}$ are losses in steel of the rotor at rotation speed n_1 ;

$P_{c,n2}$ is the same as at rotation speed n_2 .

Losses on friction of brushes on collector are calculated according to the formula [8]:

$$P_{fr,b} = k_{fr} \cdot P_b \cdot S_b \cdot w_{col} \quad (3)$$

where k_{fr} is coefficient of friction of brushes on collector;

P_b is contact pressure of brush, Pa;

S_b is area of contact of brushes with collector, sq.m.;

w_{col} is circumferential speed of collector, m/s.

Using the well-known from form of the distribution of losses in the rotor of diesel ED-118 during continuous operation, we find the growth of heat dissipation during overload on power.

Heat transfer in the rotor when rotation speed changes is subject to the following dependencies. In channels of the rotor spaced from the axis of

rotation, it is described by dimensionless equation [9]:

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot \left(1 + 0,6 \cdot \frac{u}{v}\right) \cdot \varepsilon_l, \quad (4)$$

where Re is Reynolds number (characteristic size is the diameter of the channel);

u is circumferential speed of the rotor at the radius of channel arrangements, m/s;

v is speed of air in the channel, defined by the air flow from the equation of continuity;

ε_l is amendment to the length of the channel ([9], Pic. 1), depending on the ratio of the channel length to its diameter; $l/d = 420/27 = 15,6$; $\varepsilon_l = 1,2$.

The heat removal on the end windings of the rotor (armature winding) is considered the same as in accordance with the conditions thermal state of the windings in case of overload in the power does not change.

Heat transfer in the gap between the rotor and stator can be found by the formula

$$Nu = Nu_0 \cdot \left[\left(1 + A^2 \cdot \left(\frac{Re}{Re_0}\right)^2\right)^{-0,4} + 1,1 \cdot \left(\frac{\delta}{r_1}\right)^{0,8} \cdot \left(A^2 + \left(\frac{Re}{Re_0}\right)^2\right)^{-0,4} \right], \quad (5)$$

where Re_0 is «rotation» Reynolds number;

Δ is a gap between a stator and a rotor, m;

r_1 is rotor radius, m;

$$A = 0,65 \cdot \left(\frac{\delta}{r_1}\right)^{0,3}; \quad Nu_0 = 0,015 \cdot Re^{0,8} \cdot \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{0,18}$$

Heat transfer on a cylindrical surface of axially blown cylinder can be found on the graph, are also taken from [9]:



Table 4

Parameters	The values for the given overload coefficient by power $K_{ov,TEM}$				
	1,0 (nominal)	1,1	1,2	1,35	1,5
1. Losses in armature, W	14870	15390	15921	16736	17572
2. Losses in armature winding, W	9160	9160	9160	9160	9160
3. Rotation speed, rpm	585	644	702	790	878
4. Frequency of magnetic reversal of steel, Hz	19,5	21,45	23,4	26,33	29,25
5. Losses in steel of rotor, W	2920	3305	3701	4313	4947
6. Losses in steel of rotor, % of losses in rotor	19,6	21,5	23,2	25,8	28,3
7. Circumferential speed of the collector, m / s	12,25	13,48	14,70	16,54	18,36
8. Losses on friction of brushes, W	1350	1485	1620	1823	2025
9. Losses on friction of brushes, % of losses in rotor	9,10	9,65	10,2	10,9	11,5
10. Losses on switching	1440	1440	1440	1440	1440

Table 5

Parameters	The values for the given overload coefficient by power $K_{ov,TEM}$				
	1,0 (nominal)	1,1	1,2	1,35	1,5
11. Airflow, m ³ / s	1,33	1,46	1,60	1,80	2,00
12. Flow in channels of the rotor	0,36	0,394	0,43	0,486	0,54
13. Flow in the gap	0,485	0,533	0,584	0,656	0,73
14. Speed in channels	19,60	21,56	23,52	26,46	29,40
15. Reynolds number in the channels expendable	30414	33456	36497	41059	45621
16. Circumferential speed at a radius of channel, m / s	8,14	8,96	9,77	10,99	12,22
17. Reynolds number in channels rotary	12637	13900	15164	17059	18955
18. Nusselt number in channels	104,1	112,4	120,5	132,4	144,0
19. Coefficient of heat transfer in the channels, W / sq.m • K	106,4	114,9	123,2	135,3	147,2
20. Heat removal through the channels of the rotor, kW	12,45	13,44	14,41	15,83	17,22
21. Heat removal through channels of the rotor, % of losses in the rotor	83,7	87,3	90,5	94,6	98,0
22. Nusselt number in the gap	64,45	69,56	74,57	81,94	89,15
23. Heat removal through the gap, kW	2,59	2,80	3,00	3,30	3,59
24. Heat removal through the gap, % of losses in the rotor	17,4	18,2	18,8	19,7	20,4
25. Residue of heat removal, %	-1,1	-5,5	-9,3	-14,3	-18,4
26. Amount of heat removal, kW	15,04	16,23	17,40	19,12	20,81
27. Growth of heat generation	1,000	1,035	1,071	1,125	1,182
28. Growth of heat removal	1,000	1,079	1,157	1,271	1,383
29. Growth of fan power	1,00	1,331	1,728	2,460	3,375

According to [10], in a first approximation, the supply of cooling air into electric car is recommended to change in proportion to its capacity. However, in design cases the loss changes substantially and at constant power (depending on the current intensity or rotation speed). Therefore, we will conduct calculation for two values of air flow: nominal and increased in two versions – in proportion to rotation speed, and in proportion to losses.

Initial data for calculation of the above formulas are shown in the Table 2.

Air distribution in TEM of ED-118, depending on rotation speed of the armature was studied experimentally by the authors of this article in 2011 in the diesel locomotive laboratory of the Department «Locomotives and locomotive economy». For this micromanometer and draft and head gauges measured total and static air pressure in the chambers of the housing of TEM from the collecting channel and from the opposite side. Airflow in air circuit was found by its speed. Aerodynamic drag of channels of armature was calculated. The coincidence of

theoretical pressure drop through the channels of the armature with the measured was achieved with ratio of air flow through the channels and through other ways 27:73 respectively (Table 3).

In the calculations the following assumptions are taken:

1) changing the rotation speed distribution of air flows (through rotor channels and past the channels) does not change;

2) flow of air, which does not go through the channels of the rotor, is divided between the gap and the other paths equally;

3) the rotor surface, available for heat removal from steel, is equal to the surface of a cylinder minus surface of slots because they are closed with low-heat-conductive wedges;

4) overheating is assumed to be equal to measured by resistance of rotor winding (copper temperature), but the actual temperature of steel of the rotor is lower because heat comes from the windings to steel.

Loss calculation results are summarized in Table 4.

Table 6

Parameters	The values for the given overload coefficient by power $K_{\text{owl TEM}}$				
	1,0 (nominal)	1,1	1,2	1,35	1,5
11. Airflow, m / s	1,33	1,377	1,424	1,496	1,572
12. Flow in channels of the rotor	0,36	0,372	0,385	0,404	0,424
13. Flow in the gap	0,485	0,502	0,520	0,546	0,574
14. Speed in channels	19,60	20,29	20,99	22,05	23,17
15. Reynolds number in the channels expendable	30414	31479	32574	34216	35949
16. Circumferential speed at a radius of channel, m / s	8,14	8,96	9,77	10,99	12,22
17. Reynolds number in channels rotary	12637	13900	15164	17059	18955
18. Nusselt number in channels	104,3	108,4	112,6	119,0	125,4
19. Coefficient of heat transfer in the channels, W / sq.m · K	106,4	110,8	115,2	121,6	128,2
20. Heat removal through the channels of the rotor, kW	12,45	12,96	13,47	14,23	15,00
21. Heat removal through channels of the rotor, % of losses in the rotor	83,7	84,2	84,6	85,0	85,4
22. Nusselt number in the gap	64,45	65,85	67,28	69,39	71,64
23. Heat removal through the gap, kW	2,59	2,65	2,71	2,79	2,88
24. Heat removal through the gap, % of losses in the rotor	17,4	17,2	17,0	16,7	16,4
25. Residue of heat removal, %	-1,1	-1,4	-1,6	-1,7	-1,8
26. Amount of heat removal, kW	15,04	15,61	16,17	17,02	17,88
27. Growth of heat generation	1,000	1,035	1,071	1,125	1,182
28. Growth of heat removal	1,000	1,037	1,075	1,131	1,188
29. Growth of fan power	1,00	1,109	1,228	1,424	1,651

Tables 5 and 6 show calculation of heat removal on options – the first increase in performance of the cooling fan of TEM is proportional to rotation speed of TEM armature, and the second – by increasing fan performance in proportion to the losses in armature. The last line is a relative increase in fan capacity taken proportional to the cube of its performance.

The deviation of the calculated heat removal in armature of TEM from certified loss values in the armature is 1, 1%, which indicates adequate coincidence between the calculated values with actual.

Conclusions. The calculations show that locomotive traction motors allow to realize reloading modes while maintaining train weight. Thus, it is possible to create prototypes of autonomous locomotives with electrochemical and hybrid power plants based on serial diesel locomotives.

REFERENCES

- Kochnev, F. P. Increasing the speed of passenger trains [Povyshenie skorostej dvizheniya passazhirskih poezdov]. Moscow. Transport publ., 1970, 272 p.
- Dmitriev, V. A. Economic efficiency of railway electrification and use of diesel traction [Narodnohozhajstvennaja effektivnost' elektrifikacii zheleznyh dorog i primeneniya teplovoznaj tjagi]. 2nd ed., rev. and add. Moscow. Transport publ., 1980, 272 p.
- Grigorovich, D. N. et al. Research on creation of power plant on fuel cells for promising locomotive

[Issledovanija po sozdaniju energoustanovki na toplivnyh elementah dlja perspektivnogo lokomotiva]. Vestnik VNIIZhT, 2006, Iss. 2, pp. 28–30.

4. Belyaev, A. S., Kalugin, S. P. Using overload capacity of fuel elements in autonomous locomotives [Ispol'zovanie peregruzochnoj sposobnosti toplivnyh elementov v avtonomnyh lokomotivah]. Vestnik VNIIZhT, 2011, Iss. 2, pp. 42–47.

5. Bartosh, E. T. Gas turbine in rail transport [Gazovaja turbina na zheleznodorozhnom transporte]. Moscow., Transport publ., 1972, 144 p.

6. Sergeev, V. L., Sharkin, I. A. Meet shunting battery locomotive LAM-01 [Znakom'tes': manevrovyyj akkumuljatornyj lokomotiv LAM-01]. Lokomotiv, 2003, Iss. 10, p. 39.

7. Rules of traction calculations for train operation [Pravila tjagovyh raschetov dlja poezdnoj raboty]. Moscow, Transport publ., 1985, 287 p.

8. Vinogradov, N. V., Goryainov, F. A., Sergeev, P. S. Design of electrical machines [Proektirovanie elektricheskij mashin]. Moscow-Leningrad, GEI publ., 1956, 504 p.

9. Borisenko, A. I., Kostikov, O. N., Yakovlev, A. I. Cooling of industrial electrical machines [Ohlazhdenie promyshlennyh elektricheskij mashin]. Moscow, Energoatomizdat publ., 1983, 296 p.

10. Filippov, I. F. Heat transfer in electric machines: Educational guide [Teploobmen v elektricheskij mashinah: Uchebnoe posobie]. Leningrad, Energoatomizdat publ., 1986, 256 p.

Information about the authors:

Kalugin, Sergey P. – Ph.D. (Eng.), associate professor at the department of Electric trains and locomotives of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia, SPK_111@bk.ru.

Belyaev, Alexey S. – project manager of JSC «Chislovaya mehanika» [Numerical mechanics], Moscow, Russia, alexeybelyaev@bk.ru.

Article received 28.11.2014, accepted 09.04.2015.

The article is based on the papers, presented by the authors at the International scientific and practical conference «Rolling stock's Design, Dynamics and Strength», dedicated to the 75th anniversary of V. D. Husidov, held in MIIT University (March, 20–21, 2014).

