

КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПОЛОЖЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА С СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКИ

Доктор техн. наук, профессор **Туранов Х.Т.**
(Ташкентский государственный технический университет
имени Первого Президента Узбекистана Ислама Каримова)

Канд. техн. наук, доцент **Илесалиев Д.И.**,
аспирант (PhD) **Джаббаров Ш.Б.**,
аспирант (PhD) **Саидивалиев Ш. У.**
(Ташкентский государственный транспортный университет)

A CRITICAL ANALYSIS OF THEORETICAL POSITIONS OF MOVEMENT OF THE CARRIAGE ON THE INCLINE MARSHALLING HUMPS

Doctor (Tech.), Professor **Turanov Kh.T.**
(Tashkent state technical University named after the First President
of Uzbekistan Islam Karimov, Tashkent, Uzbekistan)

Ph. D. (Tech.), Assistant Professor **Hesaliev D.I.**,
Post-graduate (PhD) **Djabbarov Sh.B.**,
Post-graduate (PhD) **Saidivaliev Sh.U.**
(Tashkent State Transport University)

Железная дорога, станция, сортировочная горка, вагон, идеальные и неидеальные поверхности, неточность существующих теоретических положений.

Railway, station, marshalling hump, car, ideal and non-ideal surfaces, the inaccuracy of the existing theoretical assumptions.

В статье исследовано движение вагона с сортировочной горки по наклонной плоскости с идеальной и неидеальной поверхностями. Доказано, что для неидеальных связей формулы, используемые для равномерного ускоренного движения, не применимы для свободного падения.

The article examines the movement of the car on an inclined plane with ideal and non-ideal surfaces. It is proved that for non-ideal relations of the formulas used for the uniform accelerated motion, are not applicable for free fall.

В настоящей статье, как и в [1 – 4], будут обсуждены основные аспекты существующего и предлагаемого методов расчетов сортировочных горок.

Ознакомившись с содержанием статьи [4], в которой отмечено, что «содержание статьи [2] в [3] рассмотрено без должного внимания и ответы даны без серьёзного обоснования», приведем подробные контраргументы на основные доводы, указанные в [2, 4]. Допускаем, что многие контраргументы, описанные в [2], могут быть спорными или корректными и справедливыми (см., например, предпоследний абзац третьей колонки на стр. 22; последний абзац в первой колонке, первый абзац в средней колонке, первый, третий и четвёртые абзацы в последней колонке на стр. 23; последний абзац первой колонки и со второго по четвёртый абзацы в последней колонке на стр. 24 в [2]). Вместе с тем, аргументы в защиту единиц измерения удельного сопротивления w (см. среднюю и последнюю колонки на стр. 23 в [2]) в системе единиц МКГСС в виде кг/т, кгс/тс и др. недопустимы. (Они не рекомендованы к использованию ещё в начале 60-х годов прошлого века.) Использование их в XXI веке вместо международной системы единиц измерения СИ для решения прикладных инженерных задач, на наш взгляд, недопустимо, поскольку при решении инженерных задач нельзя выбрать произвольную единицу измерения.

Считаем, что любые научные работы, включая [1 – 4, 11,12], могут иметь спорные моменты, неверные суждения, толкования и всякие предположения, требующие обсуждений среди специалистов.

Исходя из этого, отметим полезность научной дискуссии по методике конструктивных и технологических расчетов сортировочной горки, начатой на страницах журнала «Бюллетень транспортной информации».

Последовательно и, по возможности, более обстоятельно рассмотрим некоторые аргументы в работах [2, 4] о необоснованной критике существующих методов расчета сортировочных горок.

В [4] отмечено, что «Если авторы [1] считают, что колеса вагонов «скользят» по рельсам и это не противоречит теории движения колеса по железнодорожному пути, то это следует доказать, разъяснить это отличие от общепринятого понимания» (см. последнюю колонку на стр. 36 в [4]).

Ниже попытаемся доказать математическими выражениями, сопровождая их примерами расчётов, что на скоростных участках горки происходит качение колёсных пар с одновременным скольжением, а в зонах затормаживания на участках тормозных позиций – чистое скольжение колеса по рельсам и разъяснить эти отличия более подробно так, чтобы они были доступны авторам статьи [4].

О динамике скольжения колёсных пар вагона в зонах затормаживания на участках тормозных позиций

В [4] отмечена необходимость учитывать влияние на движение вагона инерции вращающихся частей (оси, колеса), которое определяется ускорением свободного падения g' с учётом инерции вращающихся масс (см. второй абзац снизу последней колонки на стр. 36 в [4]). Видимо, поэтому авторы статьи [4] убеждены в правомерности применения такого положения на всех участках профиля пути, включая участки тормозных позиций, о чём свидетельствует наличие g' в формуле (2) в [4].

На наш взгляд, скольжения колёсных пар вагона по рельсам в момент затормаживания на участках тормозных позиций не требует особых уяснений. Поступательное движение колёсных пар вместе с тележками и кузовом вагона на тормозных позициях при включении вагонных замедлителей на сортировочной горке можно наблюдать даже визуально по оглушительному шуму, возникающему при появлении «сухого трения» между поверхностями обода колёсных пар и тормозными шинами замедлителей.

Вместе с тем, авторы статьи [1, 3] убеждены, что, в отличие от общепринятого понимания, в действительности имеет место явление «чистого» скольжения колеса вагонов относительно тормозных шин вагонного замедлителя на участках тормозных позиций.

Такое явление в транспортной науке до сих пор математически не доказано, потому оно нигде не разъяснено. В связи с этим, дадим математическое пояснение скольжению колёсных пар в зонах затормаживания вагона на участках тормозных позиций. Допускаем, что на участках тормозных позиций тормозят вращение колёс, принуждая их скользить по поверхностям катания рельсовых нитей и тормозным шинам за счёт появляющейся силы «сухого трения» между боковыми поверхностями ободьев колёс и тормозными шинами вагонных замедлителей почти в момент схватывания металла об металл.

В этом случае, третье уравнение системы принимает вид:

$$\frac{G}{2g} r^2 \ddot{\varphi} = 0, \quad (1)$$

т.е.

$$\ddot{\varphi} = 0 \quad \text{или} \quad \dot{\varphi} = \frac{d\dot{\varphi}}{dt} = 0.$$

Учитывая, что при $t = 0$:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = 0 \quad \text{или} \quad \dot{\varphi} = \omega = 0,$$

получают $\varphi = 0$, что доказывает отсутствие вращения (и/или углового поворота) колёсных пар относительно поверхностей катания рельсовых нитей.

Это означает, что когда на участках тормозных позиций тормозятся вращения колёс (т.е. $\varphi = 0$) включением вагонного замедлителя, принуждая их скользить по рельсовым нитям, происходит скольжение ободьев колёсных пар по тормозным шинам замедлителя. Это

происходит из-за появляющегося в этот момент (и/или «миг») «сухого трения» между поверхностями ободьев колёсных пар и тормозными шинами замедлителей.

Именно, в этот, а не в другой, «миг» в районе сортировочной горки слышны «скрип», «визги» и оглушительный шум из-за того, что в момент включения вагонного замедлителя происходят сильные обдиры при схватывании металла в местах поверхностей контакта ободьев колёс и тормозных шин. При этом колёсные пары вместе с тележками и кузовом вагона, как единая система твёрдых тел, совершают поступательное движение.

В машиностроении общеизвестен факт, что появление шума выше допустимой нормы (более 85 децибел) в работающей транспортной и/или технологической машине означает увеличение зазора в соединениях деталей (или в трущихся парах). И по такому факту данный объект в машиностроении может быть изъят из эксплуатации и/или подлежит восстановлению (ремонту).

По этим причинам в зонах затормаживания вагона на тормозных позициях не следует (или нельзя и/или запрещается) учитывать момент инерции колёсных пар J_C (в дальнейшем – вращающихся масс).

В связи с этим, сформулируем следующее утверждение.

Утверждение. На участках тормозных позиций колёсные пары, начиная скользить относительно тормозных шин вагонного замедлителя, вместе с тележками и кузовом вагона совершают переносное поступательное движение (т.е. $v = v_C$), поэтому приведённая масса вагона должна быть определена без учёта момента инерции вращающихся масс J_C (см. восьмой контрпример в [1]).

Обоснование. Данное утверждение обосновано в [5, 6].

В отличие от методики [2, 4], приведённая масса вагона с грузом $M_{пр}$ с учётом момента инерции вращающихся масс J_C на всех скоростных участках спускной части горки определена по формуле [7]:

$$M_{пр} = M_1 + 1,5n_{кп} m_{кп}. \quad (2)$$

А для участков тормозных позиций приведённая масса вагона с грузом $M_{пр0}$ совместно с не вращающимися частями (т.е. тележки, кузов вагона и колёсные пары) и/или при чистом скольжении колёсных пар на участках тормозных позиций определяется по равенству:

$$M_{пр0} = M_1 + n_{кп} m_{кп}. \quad (3)$$

В формулах (85) и (86) работы [7] приняты следующие обозначения:

$M_{пр}$ – приведённая и/или воображаемая масса вагона с грузом с учётом момента инерции вращающихся частей (т.е. колёсных пар) J_C , кг;

M_1 – масса вагона с грузом с не вращающимися частями (т.е. кузов вагона и тележки), кг;

$n_{кп}$ – количество колёсных пар в одиночном вагоне, шт.;

$m_{кп}$ – масса одной колёсной пары, кг;

$M_{пр0}$ – приведённая и/или воображаемая масса вагона с грузом совместно с не вращающимися частями (т.е. тележки, кузов вагона и колёсные пары), кг.

Иначе, согласно **Утверждению** и/или равенству (3) на участках тормозных позиций не должен учитываться момент инерции вращающихся частей J_C (см. восьмой контрпример в [1]).

Для доказательства вывода формулы (2) и (3) приведённую и/или воображаемую массу вагона $M_{пр}$ и $M_{пр0}$ представим, как показано на рис. 1.

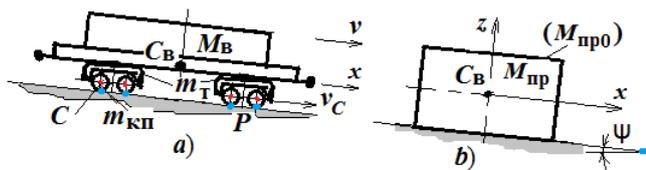


Рис. 1. Схемы к расчёту приведённой массы вагона а) вагон с грузом; б) приведённая масса вагона с грузом

На рис. 1 обозначено: x – направление движения вагона; $C_{в}$ – центр масс вагона с грузом; C – центр масс колёсной пары, которая движется плоскопараллельно; v – скорость вагона с грузом; $v_C = v$ – линейная скорость центра колеса C ; P – мгновенный центр скоростей колёсной пары; $M_{в}$ – масса вагона с грузом без учёта массы тележек и массы колёсных пар; $m_{т}$ – масса двух тележек; $m_{кп}$ – масса одной колёсной пары; $M_{пр}$ и/или $M_{пр0}$ – приведённая и/или воображаемая масса вагона (или масса всего вагона) при учёте и/или не учёте момента инерции вращающихся частей (колёсных пар) J_C ; Cxz – координатная ось; ψ – уклон профиля пути.

Примем условие, что масса вагона M_1 включает в себе массу груза на вагоне $M_{в}$ с учётом массы не вращающихся частей (массы двух тележек $m_{т}$):

$$M_1 = M_{в} + m_{т}. \quad (4)$$

Запишем кинетическую энергию тела (вагона) $E_{в} = E_{пр}$, движущегося поступательно, в виде [8]:

$$E_{пр} = E_1 + n_{кп} E_2, \quad (5)$$

где

$E_{пр} = E_{в}$ – кинетическая энергия, приведённая к массе поступательно движущегося вагона (или к массе всего вагона) (см. рис. 1б):

$$E_{пр} = M_{пр} \frac{v^2}{2} = M_{пр} \frac{v_C^2}{2}; \quad (6)$$

E_1 – кинетическая энергия поступательно движущихся и/или не вращающихся частей вагона (кузов вагона и тележек):

$$E_1 = M_1 \frac{v^2}{2}; \quad (7)$$

E_2 – кинетическая энергия одной колёсной пары, которая движется плоскопараллельно и у которой кинетическая энергия, согласно теореме о плоскопараллельном движении твёрдого тела (теорема Кенига), равна сумме кинетической энергии поступательного движения центра масс C (см. рис. 1а) и кинетической энергии за счёт вращения вокруг центра масс C :

$$E_2 = m_{кп} \frac{v_C^2}{2} + J_C \frac{\omega^2}{2}, \quad (8)$$

где

ω – угловая скорость колёсной пары при вращении относительно мгновенного центра скоростей P , c^{-1} :

$$\omega = \frac{v_C}{r} = \frac{v}{r}$$

с учётом того, что в ней

r – радиус колёс колёсной пары по кругу катания, м.

С учётом последней формулы равенство (8) примет вид:

$$E_2 = \left(m_{кп} + \frac{J_C}{r^2} \right) \frac{v^2}{2}, \quad (9)$$

где

J_C – момент инерции одной колёсной пары относительно оси, проходящей через центр масс C , $кг \cdot м^2$:

$$J_C = m_{кп} i^2 \quad (10)$$

с учётом того, что в ней

i – как и ранее, радиус инерции, м.

Принимая колесо колёсной пары за однородный (без внутренних раковин и других дефектов литья) диск радиусом r и пренебрегая в первом приближении моментом инерции оси колёсной пары $J_{ось}$, определим момент инерции однородного диска относительно оси, перпендикулярной к нему и проходящей через центр масс C (см. рис. 1а), в виде:

$$J_C = m_{кп} \frac{r^2}{2} = m_{кп} i^2,$$

отсюда

$$i^2 = \frac{r^2}{2}. \quad (11)$$

При необходимости можно определить момент инерции оси колёсной пары J_o относительно его оси вращения Cy_1 :

$$J_o = m_o \frac{r_o^2}{2}, \quad (12)$$

где m_o и r_o – масса и радиус собственно оси колёсной пары.

Здесь отметим, что в инженерной механике (например, деталей машин) *осью* называет деталь (например, ось вагона), которая испытывает воздействие только изгибающего момента $M_{изг}$ (т.е. любое сечение оси воспринимает напряжение чистого изгиба $\sigma_{изг}$) [5–10].

В этом случае момент инерции системы J'_C , состоящей из двух колёс и оси, равен сумме их моментов инерции (или собранной колёсной пары):

$$J'_C = J_o + 2J_C. \quad (13)$$

Подставляя формулу (7) в выражение (5), будем иметь:

$$E_2 = n_{кп} m_{кп} \left(1 + \frac{i^2}{r^2} \right) \frac{v^2}{2}. \quad (14)$$

Принимая во внимание формулы (5), (6), (10), (11), получим:

$$M_{\text{пр}} \frac{v^2}{2} = M_1 \frac{v^2}{2} + n_{\text{кп}} m_{\text{кп}} \left(1 + \frac{i^2}{r^2} \right) \frac{v^2}{2},$$

откуда после сокращений, приведённая масса вагона $M_{\text{пр}}$, применительно к скоростным участкам профиля пути, имеем:

$$M_{\text{пр}} = M_1 + n_{\text{кп}} m_{\text{кп}} \left(1 + \frac{i^2}{r^2} \right). \quad (15)$$

С учётом формулы (11) последнее равенство примет вид:

$$M_{\text{пр}} = M_1 + n_{\text{кп}} m_{\text{кп}} \left(1 + \frac{1}{2} \right),$$

или

$$M_{\text{пр}} = M_1 + \frac{3}{2} n_{\text{кп}} m_{\text{кп}}, \quad (16)$$

что и требовалось доказать.

Представим последнее равенство применительно к четырёхосному вагону при $n_{\text{кп}} = 4$:

$$M_{\text{пр}} = M_1 + 6m_{\text{кп}}. \quad (17)$$

Если не учитывать момент инерции вращающихся частей (колёсных пар) J_C , то приведённая масса вагона $M_{\text{пр}0}$, применительно к участкам тормозных позиций, равна:

$$M_{\text{пр}0} = M_0 = M_1 + n_{\text{кп}} m_{\text{кп}}. \quad (18)$$

Применительно к четырёхосному вагону (при $n_{\text{кп}} = 4$ шт.) приведённую и/или воображаемую массу вагона с грузом совместно с не вращающимися частями $M_{\text{пр}0}$ (т.е. кузов вагона, тележки и колёсные пары) и/или при чистом скольжении колёсных пар на участках тормозных позиций можно найти по равенству:

$$M_{\text{пр}0} = M_0 = M_1 + 4m_{\text{кп}}, \quad (19)$$

что и требовалось доказать.

Найдём разность приведенных масс при учёте и не учёте момента инерции колёсных пар J_C :

$$\Delta M_{\text{пр}} = n_{\text{кп}} m_{\text{кп}} \frac{i^2}{R^2}. \quad (20)$$

Перепишем последнее равенство с учётом формулы (11):

$$\Delta M_{\text{пр}} = n_{\text{кп}} m_{\text{кп}} \frac{1}{2}. \quad (21)$$

Отсюда при $n_{\text{кп}} = 4$ шт. можно непосредственно определить:

$$\Delta M_{\text{пр}} = 2m_{\text{кп}}. \quad (22)$$

Определим относительную ошибку при не учёте массы вращающихся частей (колёсных пар) J_C :

$$\delta M_{\text{пр}} = \frac{\Delta M_{\text{пр}}}{M_{\text{пр}}}. \quad (23)$$

Подставляя формулы (16) и (21) в последнюю формулу, после элементарных математических выкладок будем иметь:

$$\delta M_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{кп}} m_{\text{кп}}}{2M_1 + 3n_{\text{кп}} m_{\text{кп}}}. \quad (24)$$

Перепишем последнее равенство применительно к четырёхосному вагону при $n_{\text{кп}} = 4$ с учётом того, что сила тяжести G :

$$\delta M_{\text{пр}} = \frac{2m_{\text{кп}}}{M_1 + 6m_{\text{кп}}},$$

или, с учётом формулы (17),

$$\delta M_{\text{пр}} = \frac{2m_{\text{кп}}}{M_{\text{пр}}}. \quad (25)$$

Аналогично формуле (25) находим относительную ошибку расчёта при не вращающихся частях вагона, когда сила тяжести G_1 :

$$\delta M_{\text{пр}0} = \frac{2m_{\text{кп}}}{M_{\text{пр}0}}. \quad (26)$$

Для *порожнего вагона* (платформы) относительную ошибку $\delta M_{\text{пв}}$ находят по формуле:

$$\delta M_{\text{пв}} = \frac{2m_{\text{кп}}}{M_{\text{т}} + 6m_{\text{кп}}},$$

или, учитывая, что $M_{\text{пв}} = m_{\text{т}} + 6 \cdot m_{\text{кп}}$,

$$\delta M_{\text{пв}} = \frac{2m_{\text{кп}}}{M_{\text{пв}}}, \quad (27)$$

что и требовалось обосновать.

Напомним, что в существующих методиках горочных конструктивных расчётов, например в [11] и других, ускорение свободного падения g' с учётом массы вращающихся колёсных пар определяют по формуле (см. стр. 141 в [11]):

$$g' = \frac{g}{1 + \gamma}, \quad (28)$$

где $\gamma = \frac{0,42 n}{Q}$ – безразмерный коэффициент, учи-

тывающий увеличение массы вращающихся частей вагона, с учётом того, что в нем

n – число осей вагона, шт.;

Q – вес вагона брутто, тс (см. стр. 141 в [11]).

Повторно заметим, что при срабатывании вагонных замедлителей не происходят вращения колёсных пар.

Здесь уместно отметить, что применение единицы измерения веса вагона Q в тс в системе МКГСС, введенной в СССР с 1956 г. согласно ГОСТу 7664-55, в начале XXI века не вписывается в общепринятые ещё в начале 1961 г. единицы измерения силы тяжести вагона G в кН в международной системе СИ.

Пример расчёта. Для расчёта приведённых масс при учёте и/или при не учёте масс вращающихся колёсных пар (на примере платформы) примем следующие исходные данные [9, 10]: $M_{вгр} = 6,626 \cdot 10^3$ – масса вагона с грузом без учёта массы тележек и массы колёсных пар (в кг) при силе тяжести груза на вагоне $G_{в} = 650$ кН; $m_{т} = 1,468 \cdot 10^3$ – масса двух тележек (в кг) при силе тяжести тележек $G_{т} = 144$ кН; $m_{кп} = 1,937 \cdot 10^3$ – масса одной колёсной пары (в кг) при силе тяжести $G_{кп} = 19$ кН.

Результаты расчёта [5]. По формуле (4) рассчитывают массу вагона с грузом с учётом массы тележек и массы колёсных пар (т.е. невращающихся частей вагона) M_1 , кг:

$$M_1 = M_{вгр} + m_{т} = 6,626 \cdot 10^3 + 1,468 \cdot 10^3 = 8,094 \cdot 10^3.$$

Согласно формуле (17), вычисляют приведённую и/или воображаемую массу вагона (или масса всего вагона) $M_{пр}$ при поступательном движении (см. рис. 1b), кг:

$$M_{пр} = M_1 + 6 \cdot m_{кп} = 8,094 \cdot 10^3 + 6 \cdot 1,937 \cdot 10^3 = 9,256 \cdot 10^3.$$

Принимая во внимание формулу (19), рассчитывают приведённую массу $M_{пр0}$ при не вращающихся колёсных парах и/или при чистом скольжении колёсных пар, принуждённо «зажатых» тормозными шинами вагонного замедлителя в зонах затормаживания на участках тормозных позиций, кг:

$$M_{пр0} = M_0 = M_1 + 4 \cdot m_{кп} = 8,094 \cdot 10^3 + 4 \cdot 1,937 \cdot 10^3 = 8,869 \cdot 10^3.$$

И, наконец, по формуле (25) вычисляют относительную ошибку $\delta M_{пр}$ при не учёте момента инерции вращающихся частей (колёсных пар) J_C вагона, %:

$$\delta M_{пр} = 2 \cdot m_{кп} / M_{пр} = 2 \cdot 1,937 \cdot 10^3 / (9,256 \cdot 10^3) = 0,042 = 4,2.$$

Обычно в инженерных расчётах относительной ошибкой менее 5 % пренебрегают.

Для порожнего вагона (платформы) относительную ошибку $\delta M_{пв}$ находят по формуле (27), %:

$$\delta M_{пв} = 2 \cdot m_{кп} / M_{пв} = 2 \cdot 1,937 \cdot 10^3 / (2,63 \cdot 10^3) = 0,147 = 14,7,$$

она достаточно значима с учетом того, что в формуле $M_{пв}$ – масса порожнего вагона (платформы), кг:

$$M_{пв} = m_{т} + 6 \cdot m_{кп} = 1,468 \cdot 10^3 + 6 \cdot 1,937 \cdot 10^3 = 2,63 \cdot 10^3.$$

Далее приведём результаты вычисления ускорения свободного падения g' с учётом момента инерции вращающихся масс, согласно существующей методике горочных расчётов, например в [11] и других.

Безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение массы вращающихся частей для очень хорошего бегуна (ОХ) [12],

$$\gamma = 0,42 \cdot n / Q = 0,42 \cdot 4 / 92,56 = 0,018.$$

По формуле (28) вычисляют ускорение свободного падения g' с учётом момента инерции вращающихся колёсных пар:

$$g' = g / (1 + \gamma) = 9,81 / (1 + 0,018) = 9,635.$$

При этом относительная ошибка расчёта δg при $g = 9,81$ м/с² (т.е. при $g > g'$) составляет $\delta g = 1,8$ %, что пренебрежимо мало для инженерных расчётов.

Далее по формуле (28) можно построить графическую зависимость $g' = f(Q)$, представленную на рис. 2.

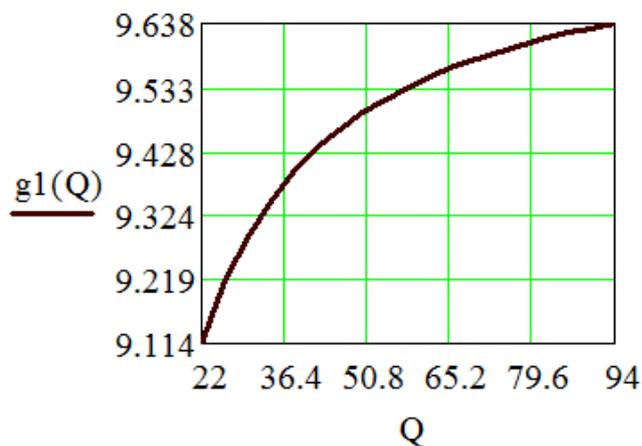


Рис. 2. Графическая зависимость $g' = f(Q)$

Зависимость $g' = f(Q)$, согласно формуле (28), носит параболический характер относительно оси абсцисс Q , соответствующий переменной величине силы тяжести вагона с грузом Q .

Так, например, согласно общепринятой и принятой в табл. 4.2 в [12] терминологии,

для очень плохого бегуна (ОП) при $Q = 22$ тс (215,82 кН), м/с²: $g' = 9,114$;

для плохого бегуна (П) при $Q = 25$ тс (250 кН), м/с²: $g' = 9,192$ и при $Q = 50$ тс (490,5 кН), м/с²: $g' = 9,491$;

для хорошего бегуна (Х) при $Q = 70$ тс (686,7 кН), м/с²: $g' = 9,58$; при $Q = 80,94$ тс (794 кН), м/с²: $g' = 9,611$;

для очень хорошего бегуна (ОХ) при $Q = 85$ тс (833,85 кН), м/с²: $g' = 9,62$ и при $Q = 92,56$ тс (908 кН), м/с²: $g' = 9,635$.

Для сопоставления полученных данных сравнительно с данными по методике авторов статьи в [3] выполним прикидочный расчёт условной величины g'_y по упрощённой формуле:

$$g'_y = Q \cdot 10^3 / M_{пр} = 92,56 \cdot 10^3 / 9,256 \cdot 10^4 = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Как видно, при одних и тех же исходных данных по существующей методике горочных конструктивных расчётов, например в [11], значение ускорения свободного падения с учётом момента инерции вращающихся масс g' меньше, чем величина g'_y , вычисленная по методике, предлагаемой авторами статьи [1, 3], т.е. $g' < g'_y$ и/или $9,635 < 9,81$.

Относительная ошибка расчёта составляет $\delta g = 1,8$ %, что пренебрежимо мало для инженерных расчётов.

Отсюда становится очевидным то, что при выполнении горочных конструктивных и технологических расчётов в формуле (28) можно не учитывать момент

инерции вращающихся частей (т.е. массу колёсных пар: $6 \cdot m_{\text{кл}} = 1,162 \cdot 10^4$ кг) вагона без ущерба на точность результатов вычислений с относительной ошибкой 1,8 %, поскольку $M_{\text{пр}} \gg 6 \cdot m_{\text{кл}}$ и/или $9,256 \cdot 10^4 \gg 1,162 \cdot 10^4$ кг.

При этом с сожалением отметим, что в исходных данных табл. 1 в [3] приведено значение массы платформы с грузом без учёта этой инерции в виде 908 кг. Это значение массы платформы относится к силе тяжести вагона с грузом с учётом инерции вращающихся частей, т.е. $G = 908$ кН. Но оно не относится к массе вагона (платформы) с грузом без учёта этой инерции, которая равна $M_{\text{пр}0} = 8,869 \cdot 10^4$, вместо $M_0 = 8,094 \cdot 10^4$ кг. Т.е. имеется малозначимая ошибка 8,5 %, не оказывающая существенного влияния на конечный результат.

Продолжая обсуждать данные в табл. 1 в [3], отметим, что, на наш взгляд, из-за очевидности равенств с комплексными результатами [7]:

$$v_{1т} = \mathbf{I}(v_{1т}) = 10,843i, v_{2т} = \mathbf{I}(v_{2т}) = 11,321i, v_{3т} = \mathbf{I}(v_{3т}) = 7,896i,$$

где $10,843i$, $11,321i$ и $7,896i$ – мнимые части чисел $v_{1т}$ (i – мнимая единица, поскольку $i^2 = -1$) [7] при $a < 0$ на тормозных позициях, они для авторов статьи [4] почему-то не стали объектом критики.

Отсюда становится очевидным утверждение [3] о том, что ни на одном из участков спускной части сортировочной горки для неидеальной связи, никогда

$$v_0 \neq 0, \sqrt{2g'h} \neq \sqrt{2al}, v_{h1} \neq v_{11}, v_{h2} \neq v_{12}.$$

Отмеченные в [4] суровые обвинения на основе парадоксальных результатов табл. 1 в адрес авторов статьи [3], на наш взгляд, связаны с безосновательным признанием авторами статьи [4] существующей методики расчета сортировочных горок исключительно верной.

Выводы

1. Допускаем, что существующие методики горочных расчётов [4, 6 и др.] разработаны на основании теоретического осмысления результатов широких натурных экспериментальных исследований по определению удельного сопротивления движению, как неидеальных связей, и носят эмпирический характер.

2. Обстоятельный критический анализ содержания существующих методов расчёта сортировочных горок позволил выявить следующие, неоспоримо грубые, ошибки и некорректности, носящие антинаучный характер, что, на наш взгляд, недопустимо. Авторы статьи [4], в силу своих возможностей, постарались остановиться на принципиально важных контраргументах (см. первый абзац первой колонки на стр. 36 в [4]). Так, например, теоретические положения существующей методики горочных конструктивных и технологических расчётов опираются на известные в теоретической и инженерной механике понятия о связях (идеальной и неидеальной). Однако, эти несовместимые по физическому смыслу понятия широко использованы, например, в одной и той же формуле для определения расчётной высоты горок и скорости скатывания вагона, как на скоростных участках, так и на тормозных позициях сортировочной горки, что принципиально ошибочно и недопустимо.

Литература

1. Туранов Х.Т. Некоторые проблемы теоретических предпосылок динамики скатывания вагона по уклону сортировочной горки / Х.Т. Туранов, А.А. Гордиенко // Бюллетень транспортной информации, 2015, № 3 (237). – С. 29 - 36. ISSN 2072-8115.

2. Рудановский В.М. О попытке критики теоретических положений динамики скатывания вагона по уклону сортировочной горки / В.М. Рудановский, И.П. Старшов, В.А. Кобзев // Бюллетень транспортной информации. 2016. № 6 (252). – С. 19-28. ISSN 2072-8115.

3. Туранов Х.Т. О попытке доказательства нового подхода к исследованию движения вагона по спускной части сортировочной горки / Х.Т. Туранов, А.А. Гордиенко // Бюллетень транспортной информации, 2016, № 10 (256). – С. 19 - 24. ISSN 2072-8115.

4. Позойский Ю.О. К вопросу движения вагона по уклону железнодорожного пути / Ю.О. Позойский, В.А. Кобзев, И.П. Старшов, В.М. Рудановский // Бюллетень транспортной информации. 2018. № 2 (272). – С. 35-38. ISSN 2072-8115.

5. K. Turanov, A. Gordienko, S. Saidivaliev, S. Djaborov. Designing the height of the first profile of the marshalling hump. E3S Web of Conferences, Vol. 164, 03038 (2020).

<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016403038>

6. K. Turanov, A. Gordienko, S. Saidivaliev, S. Djaborov. Movement of the wagon on the marshalling hump under the impact of air environment and tailwind. E3S Web of Conferences, Vol. 164, 03041 (2020). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016403041>

7. Turanov K., Gordienko A., Saidivaliev S., Djaborov S., Djalilov K. (2021) Kinematic Characteristics of the Car Movement from the Top to the Calculation Point of the Marshalling Hump. In: Murgul V., Pukhkal V. (eds) International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2019. EMMFT 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1258. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-57450-5_29

8. К.Т. Туранов, С.У. Саидивалиев, Д.И. Песалиев. Determining the kinematic parameters of railcar motion in hump yard retarder positions / К.Т. Туранов, С.У. Саидивалиев, Д.И. Песалиев // Structural integrity and life vol. 20, no 2 (2020), pp. 143–147.

9. Туранов Х.Т. О неточности формулы воздушного сопротивления при движении вагона по профилю сортировочной горки / Х.Т. Туранов, А.А. Гордиенко, Ш.У. Саидивалиев, Ш.Б. Джаббаров // Транспорт: наука, техника, управление. 2020, № 9. С. 34 - 39. ISSN 0236-1914.

10. Туранов Х.Т. О скольжении колёсных пар вагона на тормозных позициях сортировочных горок / Х.Т. Туранов, А.А. Гордиенко, Ш.Б. Джаббаров, Ш.У. Саидивалиев // Транспорт: наука, техника, управление.- 2019.- № 5.- С. 26 - 31. ISSN 0236-1914

11. Федотов Н.И. Проектирование механизированных и автоматизированных сортировочных горок: пособие / Н.И.Федотов, А.М. Карпов. – Новосибирск: НИИЖТ, 1960. 123 с.

12. Zhang C., Wei Y., Wang Z., Fu J. Analysis of Hump Automation in China. Proc. of Second Intern. Conf. on Transportation and Traffic Studies, 2000, pp. 285-290. doi: 10.1060/40503 (277)45.

Сведения об авторах

Туранов Хабибулла Туранович, Почётный железнодорожник, доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и теории механизмов и машин» ТашГТУ. Узбекистан, 100174, Ташкент, ул. Университетская, 2

Тел. + 7 963 035 31 89 (моб.).

E-mail: khturanov@yandex.ru

Илесалиев Даурен Ихтиярович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Грузовые транспортные системы» ТашГТрУ

100069. г. Ташкент, ул. Темирийулчилар, 1.

Тел. + 998 97 462 21 29 (моб.).

E-mail: shuxratxoja@mail.ru

Джаббаров Шухрат Батирович, докторант (PhD) кафедры «Грузовые транспортные системы» ТашГТрУ

100069. г. Ташкент, ул. Темирийулчилар, 1.

Тел. + 998 93 535 72 27 (моб.).

E-mail: shuhratassistant@gmail.com

Саидвалиев Шухрат Умарходжаевич, докторант (PhD) кафедры «Грузовые транспортные системы» ТашГТрУ

100069. г. Ташкент, ул. Темирийулчилар, 1.

Тел. + 998 97 462 21 29 (моб.).

E-mail: shuxratxoja@mail.ru.