

МОДЕРНИЗАЦИЯ ШЛАКОВОЗА ДОМЕННОГО ЦЕХА АО «УРАЛЬСКАЯ СТАЛЬ»

Д. Р. Ганин¹, В. А. Долганов¹,
А. М. Дыга², В. В. Жучков², М. А. Кузьминов²

¹ Новотроицкий филиал НИТУ «МИСИС» (г. Новотроицк, Россия),

² АО «Уральская Сталь» (г. Новотроицк, Россия)

Для увеличения надежности шлаковозов доменного цеха, используемых также и для перевозки скрапа, предложена их модернизация. На основе изучения литературных источников и патентных разработок, анализа особенностей конструкции и условий эксплуатации, данных о ремонтах шлаковозов выбраны три направления их модернизации. Предложена замена стали 25Л, применяемой для отливки шлаковых чаш, на сталь 35Л с лучшими характеристиками. Вторым направлением модернизации выбрана замена электродвигателя в приводе механизма кантования шлаковой чаши на более мощный. Третье направление модернизации – замена цилиндрических прямозубых передач на косозубые в первой и второй ступенях редуктора, используемого в приводе механизма кантования чаши. В итоге снизятся затраты на изготовление запасных частей и ремонты, сократятся внеплановые простои шлаковозов, увеличатся их наработка и полезная отдача, повысится производительность труда. Дополнительные капитальные затраты в 1,5 млн руб. окупятся за 1 год.

Ключевые слова: шлаковоз, скрап, шлаковая чаша, механизм кантования, привод, электродвигатель, косозубая передача.

В доменном цехе (ДЦ) АО «Уральская Сталь» для уборки шлака доменных печей (ДП) № 2-4 полезным объемом 1232, 1648, 2015 м³ соответственно (ДП № 1 с полезным объемом 1007 м³ выведена из эксплуатации в мае 2022 г.) применяют шлаковозы [1 – 3]. Они транспортируют шлак, выпускаемый из ДП и стекающий по шлаковым желобам в ковши шлаковозов [4 – 6]. В ДЦ имеются в наличии 74 шлаковоза, используемые также и для перевозки скрапа. До 2025 г. их закупали на стороне по цене 25,2 млн руб. с НДС за единицу. В фасонно-литейном цехе комбината изготавливали чаши для замены, материалом для которых служила сталь 25Л (средний срок службы чаши из нее составлял 24 мес, а годовая потребность предприятия в замене чаш – 37 шт.).

В 2025 г. на предприятии изготовили шлаковоз, большую часть комплектующих которого произвели самостоятельно (приобретали только тележки ходовые с колесными парами в сборе, редуктор привода механизма кантования в сборе, автосцепку, фрикционный аппарат, электродвигатель). На 2026 г. в АО «Уральская Сталь» запланировано изготовление трех шлаковозов, стоимость которых за единицу сократилась до 19,858 млн руб.

Цель работы – увеличение надежности шлаковозов для снижения затрат на изготовление запасных частей и ремонты, сокращения внеплановых простоев шлаковозов, увеличения их наработки и полезной отдачи, повышения производительности труда.

Для ее достижения надо было решить следующие задачи: 1) изучить литературные источники и патентные разработки для выявления основных направлений совершенствования конструкций шлаковозов; 2) проанализировать особенности конструкции, условия эксплуатации и содержание ремонтов шлаково-

зов; 3) выбрать целесообразные для предприятия направления модернизации шлаковозов; 4) рассчитать экономический эффект от модернизации шлаковозов.

В ДЦ АО «Уральская Сталь» применяются одночашевые шлаковозы 16,5 СП разработки ОАО «МК ОРМЕТО-ЮУМЗ» (г. Орск) и производства ООО «ДГМ ГРУПП» (г. Магнитогорск), перемещаемые по железнодорожным путям локомотивом.

Шлаковоз 16,5 СП (рис. 1) состоит из сварной рамы 1, опирающейся на две двухосные тележки ходовые 2, и являющейся его несущей основой; механизма кантования 3 шлаковой чаши 4 четырьмя лапами-приливами, опирающейся на опорное кольцо 5; автосцепных устройств 6 железнодорожного типа, встроенных по торцам рамы, для сцепления шлаковозов в состав; захватов рельсовых 7 для предохранения от опрокидывания при кантовке.

Тележка ходовая состоит из двух колесных пар с буксами, двух балансиров, балки шкворневой и скользунов. Балка шкворневая опирается на балансиры через пружинные комплекты. Ходовые тележки с рамой соединяются через подпятники. Замки, образованные впадинами на лапах чаши и выступами на опорном кольце, фиксируют чашу относительно кольца с помощью четырех упоров. Опорное кольцо – стальная отливка со сквозными отверстиями в ее стенках для улучшения условий охлаждения чаши. Опорой для чаши с опорным кольцом служат два лафета, закрепленные на концах рамы. Управление автосцепкой проводится с помощью рычага. На приводной стороне рамы имеются гнезда под установку вилки блочной для подключения двигателя и конечных выключателей к сети.

Механизм кантования шлаковой чаши, от надежности которого зависит устойчивая работа шлаковоза

Таблица 1. Техническая характеристика шлаковоза 16,5 СП [7]

Характеристика	Значение
Вместимость чаши, м ³	16,5
Максимальная масса шлака в чаше, т	58
Масса чаши со шлаком, т	77,55
Статическая нагрузка на ось, т	31
Максимальный подъем пути, %	0,015 (15)
Минимальный радиус закругления пути, м	75
Максимальная скорость передвижения шлаковоза, км/ч:	
по крестовинам, стрелкам и крутым поворотам	5
по прямолинейному пути	15
Тип автосцепки	СА-3
База тележки, мм	1300
Время кантования чаши на угол 118°, с	90 ± 10
Электродвигатель:	
тип	МТКН-312-6
мощность, кВт	15
частота вращения, мин ⁻¹	930
продолжительность включения (ПВ), %	40
Конечные выключатели:	
тип	ВП16Г23А-131-55
количество	2

[7], обеспечивает ее опрокидывание и возвращение в исходное положение. Он состоит из кольца опорного с посаженными на него зубчатым сектором и шестернями, зубчатых сегментов, четырехступенчатого специального редуктора, электродвигателя, самотормозящей муфты, водила и серьги, установки конечных выключателей, осей. Водило и серьга служат для удержания опорного кольца с чашей на раме шлаковоза при кантовании.

Самопроизвольное опрокидывание чаши предотвращается самотормозящей муфтой. Ее работа основана на передаче крутящего момента в одну сторону (от вала двигателя на вал редуктора). При передаче момента от редуктора на вал двигателя происходят торможение и остановка вала редуктора, а значит и опорного кольца с ковшем, с помощью прижатия полудисков муфты к ее неподвижному корпусу. Для этой же цели в редукторе на предпоследней ступени установлена самотормозящая червячная пара. Конструкция редуктора с червячной парой исключает раскачивание чаши при движении и увеличивает межремонтный период шлаковоза. Электродвигатель с муфтой укрыты кожухом.

От электродвигателя через муфту и редуктор вращение передается на вал-шестерню выходного вала редуктора, находящуюся в зацеплении с зубчатым сектором, напрессованным на одной из цапф опорного кольца. На обеих цапфах опорного кольца напрессованы также отлитые шестерни. Зубчатые венцы шестерен входят в зацепление с зубчатыми сегментами, приваренными к стойкам рамы. Нагрузка при опрокидывании ковша и опорного кольца через беговые дорожки сегментов передается на раму шлаковоза. При этом осуществляется вращательно-поступательное

движение ковша с опорным кольцом. В крайних положениях поворот кольца с ковшом фиксируется с помощью конечных выключателей и упоров. В зависимости от направления вращения электродвигателя происходит опрокидывание ковша в соответствующую сторону.

Узлы трения шлаковоза с определенной периодичностью смазывают: подшипники электродвигателя смазкой жировой 1-13 (раз в полгода), зацепление сектора с шестерней редуктора ОЗП-1 (битумная) раз в неделю, колесную пару с буксами ходовой тележки Литолом-24 или Униолом-2 (раз в месяц), подшипники редуктора механизма кантования Литолом-24 и авиационным маслом МС-20 (раз в полгода).

Техническая характеристика шлаковоза приведена в табл. 1.

Работающие шлаковозы ежедневно осматриваются ремонтным и эксплуатационным персоналом. Осматриваются механизм кантования, ходовые колеса, пружины, сцепки. После каждого слива шлака проверяют состояние чаши, очищают зубчатый сектор, шестерни и сегменты (зацепления и поверхности катания) от шлака и посторонних предметов во избежание обрыва водила, проверяют крепление чаши к опорному кольцу. Шлаковозы, у которых обнаружены: 1) неисправности буксового узла (отсутствие крышки буксы, трещины, откол крышки буксы, выработка направляющей буксы с одной стороны на 8 мм и более, отсутствие или неисправность уплотнительного кольца, перекос буксы) — просадка пружин в свободном состоянии 20 мм; трещины в балансире или в шкворневой балке; местное увеличение ширины обода колеса более 10 мм; 2) откол одного из приливов ковша, в которые упираются упорные планки; 3) трещины

Таблица 2. Химический состав материалов

Материал	Массовая доля элемента, %						
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Mo
Сталь 25Л	0,22-0,3	0,2-0,52	0,45-0,9	до 0,045	до 0,04	0,3	
Сталь 30Л	0,27-0,35	0,2-0,52	0,45-0,9	до 0,045	до 0,04	0,3	
Сталь 35Л	0,32-0,4	0,2-0,52	0,45-0,9	до 0,06	до 0,06	0,3	
Сталь 30ХМЛ	0,25-0,35	0,2-0,5	0,5-0,8	до 0,04	до 0,04	0,8-1,2	0,2-0,3

Таблица 3. Механические свойства материалов при $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Материал	Размер, мм	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Относительное удлинение при разрыве δ_5 , %	Относительное сужение Ψ , %	Ударная вязкость КСУ, кДж/м ²
25Л	до 100	441	235	19	30	392
25Л		491	294	22	33	343
30Л	до 100	471	255	17	30	343
30Л		491	294	17	30	343
35Л	до 100	491	275	15	25	343
35Л		540	343	16	25	294
30ХМЛ(К25)		530	285	18	25	304
30ХМЛ(КТ30)		677	334	14	25	265

Таблица 4. Твердость *НВ* материалов

Материал	Твердость, <i>НВ</i>
25Л	124-207
30Л	131-217
35Л	135-229
30ХМЛ	206-255

сквозные в раме, на ковше или в опорном кольце; 4) трещины, разрыв или отсутствие водила или серьги; 5) неисправности установки конечных выключателей; 6) износ зубьев в открытых передачах свыше 30 % (считая по диаметру начальной окружности); 7) люфты зубчатого сектора и шестерен, к работе не допускаются.

Характерные неисправности шлаковоза: отсутствие вращения колесной пары из-за поломки подшипника или образования задиров в лабиринте кольца дистанционного; неотключение электродвигателя привода при опрокинутой в крайнее положение чаши из-за выхода из строя конечного выключателя [7].

На основе изучения литературных источников и патентных разработок выявлены основные направления совершенствования конструкции шлаковоза: 1) снижение металлоемкости и увеличение его грузоподъемности (емкости чаши); 2) снижение трудоемкости изготовления и очистки чаши от затвердевшего шлака и замены футеровки; 3) обеспечение возмож-

ности двухсторонней кантовки и разгрузки чаши за габарит железнодорожного пути, уменьшение усилий, необходимых для кантования; 4) повышение надежности работы и сокращение его внеплановых ремонтных простоев путем увеличения стойкости чаш и упрощения конструкции благодаря уменьшению габаритов привода, унификации узлов и деталей, предотвращению самоотвинчивания чаши из исходного положения на некоторый угол, надежному креплению ковша в опорном кольце и стопорению тележки.

Анализ журналов ремонтов шлаковозов позволил установить, что наиболее часто в них ремонтируют редуктор привода (в среднем 6 раз в месяц) и проводят заварку трещин (в среднем 3 раза в месяц), осуществляют замену пружин и ремонтируют автосцепки.

Поэтому и с учетом использования в ДЦ шлаковозов для перевозки скрапа направлениями модернизации шлаковозов были выбраны: 1) замена материала шлаковой чаши; 2) замена электродвигателя в приводе механизма кантования шлаковой чаши на более мощный; 3) замена цилиндрических прямозубых передач на косозубые в первой и второй ступенях редуктора привода механизма кантования шлаковой чаши.

Замена материала шлаковой чаши. Основная сменная деталь шлаковоза – шлаковая чаша, работающая в тяжелых температурных условиях, характеризуемых высоким и неравномерным ее нагревом, частыми и резкими теплосменами [3]. В чаше при эксплуатации развиваются нестационарные температурные поля и термические напряжения, изменяющиеся по вели-

Таблица 5. Характеристика четырехступенчатого редуктора до модернизации

Передаточное число редуктора $u_{общ}$								1175
Характеристика зацепления								
№ ступени	z_1	z_2	α/β	$m(m_i)/m_{\beta}(m_n)$	x_1	x_2	Степень точности	$u_{ступ}$
I	13	47	20°/0°	5/—	0,65	—0,65	8-B	3,615
II	28	52	20°/0°	5/—	0,5	—0,5	8-B	1,857
III	1	50	20°/2°51'46''	—/12	—	—	8-B	50
IV	42	42	20°/14°24'40''	16/16,52	0,56	0,4	9-B	3,5

Таблица 6. Характеристика четырехступенчатого редуктора после модернизации

Передаточное число редуктора $u_{общ}$								1013,2
Характеристика зацепления								
№ ступени	z_1	z_2	α/β	$m(m_i)/m_{\beta}(m_n)$	x_1	x_2	Степень точности	$u_{ступ}$
I	15	47	20°/20°	4,84/4,55	0,6	—0,6	8-B	3,133
II	33	61	20°/20°	4,79/4	0,5	—0,5	7-B	1,848
III	1	50	20°/2°51'46''	—/12	—	—	8-B	50
IV	42	42	20°/14°24'40''	16/16,52	0,56	0,4	9-B	3,5

чине и направлению [8 – 11]. Наивысшие значения температуры (до 600 °С) наблюдаются в зоне цапф на уровне опорного кольца. Основная часть наружной поверхности чаши имеет температуру 400–450 °С. Неравномерный и высокий нагрев приводит к потере стенкой чаши начальной формы, способствует появлению и развитию трещин в стенке, что делает чашу непригодной к эксплуатации. Плотность и абразивность скрапа выше, чем у шлака, что делает необходимым использование для шлаковой чаши более прочных и износостойких материалов.

В настоящее время для отливки чаш используется сталь 25Л, характеристики которой не полностью отвечают требованиям, предъявляемым к материалам чаш шлаковозов, таким как высокие прочность и пластичность при повышенных температурах, удовлетворительная термостойкость, способность противостоять ударным нагрузкам при разгрузке чаши, хорошие литейные свойства, экономическая целесообразность. При температурах выше 580 °С наблюдается существенное снижение прочностных характеристик материала.

Для повышения долговечности чаши целесообразно ее изготавливать из сталей 30Л, 35Л, 30ХМЛ, химический состав и механические свойства которых приведены в табл. 2 – 4.

Более высокие показатели прочности и износостойкости, что критически важно для работы в условиях высоких механических нагрузок и нестационарных термических воздействий, имеют стали 35Л и 30ХМЛ. Эти материалы обладают достаточной пластичностью для предотвращения хрупкого разрушения при

ударных нагрузках. Сталь 35Л дешевле стали 30ХМЛ, и в настоящее время используется в АО «Уральская Сталь», поэтому именно ее целесообразно применять для отливки шлаковых чаш.

Замена электродвигателя в приводе механизма кантования шлаковой чаши на более мощный. В приводе механизма кантования шлаковой чаши установлен электродвигатель трехфазный асинхронный общепромышленного назначения с короткозамкнутым ротором МТКН 312-6 мощностью 15,0 кВт с частотой вращения 915 мин⁻¹, диаметром выходного вала 50 мм, коэффициентом полезного действия (КПД), равным 82,5 %. Для повышения надежности привода механизма кантования шлаковой чаши, увеличения момента при опрокидывании чаши во время появления в ней донного «козла» его целесообразно заменить на МТКН 411-6 мощностью 22,0 кВт с частотой вращения 935 мин⁻¹, диаметром выходного вала 65 мм, КПД, равным 87,0 %.

Замена цилиндрических прямозубых передач на косозубые в первой и второй ступенях редуктора привода механизма кантования шлаковой чаши. В приводе механизма кантования шлаковой чаши используется четырехступенчатый редуктор: его первая и вторая ступень – цилиндрические прямозубые передачи; третья ступень – червячная передача; четвертая ступень – цилиндрическая косозубая передача (рис. 2, 3). Характеристика редуктора до модернизации приведена в табл. 5, характеристика редуктора после модернизации – в табл. 6.

Косозубое зацепление в цилиндрических передачах предпочтительнее прямозубого, так как позволяет по-

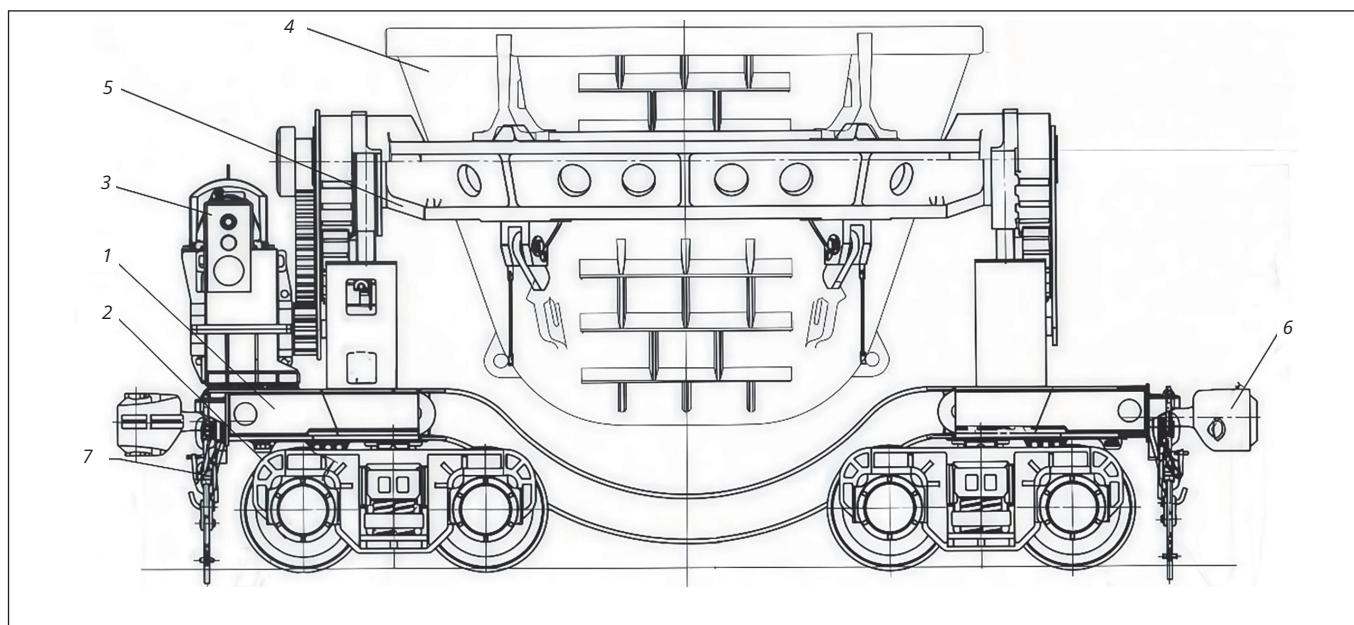


Рис. 1. Шляковоз 16,5 СП: 1 – рама; 2 – тележка ходовая; 3 – механизм кантования; 4 – шлаковая чаша; 5 – опорное кольцо; 6 – автосцепное устройство; 7 – захват рельсовый

лучать большие значения общего коэффициента перекрытия. Косозубые передачи работают более плавно, менее шумно, с меньшими динамическими нагрузками [12]. Косозубые передачи средних степеней точности могут заменять высокоточные прямозубые.

Заменим в первой ступени четырехступенчатого редуктора прямозубую передачу на косозубую (принимаем $\beta = 20^\circ$, $\cos 20^\circ = 0,9397$).

$P_{дв.} = 22,0$ кВт – мощность электродвигателя;

$n_{дв.} = 935$ мин⁻¹ – частота вращения выходного вала электродвигателя;

$a_w = 150$ мм – межосевое расстояние;

$d_1 = 65$ мм – делительный диаметр шестерни;

$b_1 = 70$ мм – ширина венца зубьев шестерни;

$b_2 = 60$ мм – ширина венца зубьев колеса;

$z_1 = 15$ – число зубьев косозубой шестерни;

$z_2 = 47$ – число зубьев косозубого колеса;

$z_\Sigma = 62$ – суммарное число зубьев косозубой передачи I ступени редуктора;

$u_1 = 47/15 = 3,133$ – передаточное число I ступени редуктора после замены прямозубого зацепления на косозубое;

$m_t = m_n / \cos \beta = 4,55 / \cos 20^\circ = 4,84$ мм – окружной модуль;

$m_n = 4,55$ мм – нормальный модуль;

$n_2 = n_{дв.} / 3,13 = 935 / 3,13 = 298,7$ мин⁻¹ – частота вращения вала колеса;

$$\beta = \arccos \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2a_w} = \arccos \frac{62 \cdot 4,55}{2 \cdot 150} = 19,9^\circ \approx 20^\circ.$$

Крутящий момент на выходном валу электродвигателя [13, 14]:

$$T_{дв.} = 9550 \cdot P_{дв.} / n_{дв.} = 9550 \cdot 22 / 935 = 224,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на валу шестерни I ступени редуктора:

$$T_1 = T_{дв.} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк} = 224,7 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 218,0 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\eta_m = 0,98$ – КПД муфты; $\eta_{пк} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников качения.

Крутящий момент на валу колеса I ступени редуктора:

$$T_2 = T_{дв.} \cdot \eta_m \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}^2 \cdot u_1 = 224,7 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,991 \cdot 3,13 = 655,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

где $\eta_{зп} = 0,97$ – КПД косозубой передачи.

Выбираем материал для изготовления вал-шестерни – сталь 40ХН ГОСТ 4543–2016, термообработка – улучшение, твердость – 300–320 НВ, предел текучести $\sigma_T = 785$ МПа:

$$HB_{m1} = \frac{HB_{\min} + HB_{\max}}{2} = \frac{300 + 320}{2} = 310 \text{ МПа};$$

для изготовления колеса сталь 40ХН ГОСТ 4543–2016, термообработка – улучшение, твердость – 270–290 НВ, предел текучести $\sigma_T = 750$ МПа:

$$HB_{m2} = \frac{HB_{\min} + HB_{\max}}{2} = \frac{270 + 290}{2} = 280 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при расчете на контактную прочность:

$$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HLi} \quad (i = 1, 2),$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружения для шестерни

$$\sigma_{H0} = 2 \cdot HB_{m1} + 70 = 2 \cdot 310 + 70 = 690 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{H0} = 2 HB_{m2} + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

S_H – коэффициент запаса (для шестерни и колеса $S_H = 1,1$);

$$K_{HLi} = \sqrt[6]{\frac{N_{HOi}}{N_{\Sigma i}}} \geq 1 \text{ – коэффициент долговечности};$$

$N_{HO1} = 30 \cdot (HB)^{2,4} = 30 \cdot (310)^{2,4} = 28601534$ – базовое число циклов для шестерни;

$N_{HO2} = 30 \cdot (HB)^{2,4} = 30 \cdot (280)^{2,4} = 22402709$ – базовое число циклов для колеса;

$N_{\Sigma i} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_i$ – число циклов нагружения зубьев колес передачи (t_{Σ} – суммарный срок службы, ч;

n_i – частота вращения шестерни (колеса), мин^{-1} ;

$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 8000 \cdot 935 = 448800000$ – для шестерни;

$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 8000 \cdot 258,6 = 124128000$ – для колеса).

Так как $N_{\Sigma 1} = N_{HO1}$, то $K_{HL1} = 1$ (для шестерни и колеса: $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$).

Для шестерни:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HL1} = \frac{690}{1,1} \cdot 1 = 627,3 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HL2} = \frac{630}{1,1} \cdot 1 = 572,7 \text{ МПа}.$$

Расчетные допускаемые контактные напряжения для косозубых колес [13, 14]:

$$[\sigma_H]_i = \sqrt{0,5 \cdot ([\sigma_H]_1^2 + [\sigma_H]_2^2)},$$

при этом необходимо выполнять условие:

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min} = 572,7$ МПа, тогда

$$[\sigma_H]_i = \sqrt{0,5 \cdot ([\sigma_H]_1^2 + [\sigma_H]_2^2)} = \sqrt{0,5 \cdot (627,3^2 + 572,7^2)} = 600,6 \text{ МПа},$$

при

$$[\sigma_H]_{\min} = 572,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 600,6 \text{ МПа} \leq 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min} = 715,9 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при расчете на прочность при изгибе:

$$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FLi} \quad (i = 1, 2),$$

где σ_{F0} – предел выносливости, МПа (для шестерни: $\sigma_{F0} = 1,8 \cdot HB_{m1} = 1,8 \cdot 310 = 558$ МПа; для колеса: $\sigma_{F0} = 1,8 \cdot HB_{m2} = 1,8 \cdot 280 = 504$ МПа; S_F – коэффициент запаса (для шестерни и колеса $S_F = 1,7$);

$$K_{FLi} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma i}}} \geq 1 \text{ – коэффициент долговечности};$$

если $N_{\Sigma i} > 4 \cdot 10^6$, то $K_{FLi} = 1$ (для шестерни и колеса: $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$).

Для шестерни:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FL1} = \frac{558}{1,7} \cdot 1 = 328,2 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FL2} = \frac{504}{1,7} \cdot 1 = 296,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при кратковременной нагрузке:

для шестерни

$$[\sigma_H]_{\max 1} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 785 = 2198 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$

Расчетные максимальные допускаемые контактные напряжения при перегрузке:

$$[\sigma_H]_{\max} = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_{\max 1} + [\sigma_H]_{\max 2}) = 0,45(2198 + 2100) = 1934,1 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при изгибе:

$$[\sigma_F]_{\max} = \frac{\sigma_{F0} \cdot K_{FL\max} \cdot K_{St}}{2},$$

где $K_{FL\max} = 4$; $K_{St} = 1,3$.

Для шестерни

$$[\sigma_F]_{\max 1} = \frac{\sigma_{F0} \cdot K_{FL\max} \cdot K_{St}}{2} = \frac{558 \cdot 4 \cdot 1,3}{2} = 1451 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_F]_{\max 2} = \frac{\sigma_{F0} \cdot K_{FL\max} \cdot K_{St}}{2} = \frac{504 \cdot 4 \cdot 1,3}{2} = 1310,4 \text{ МПа}.$$

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию:

$$\psi_{ba} = \frac{b_1}{a_w} = \frac{60}{150} = 0,4.$$

Коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{\psi_{ba} \cdot (u+1)}{2} = \frac{0,4 \cdot (3,13+1)}{2} = 0,83.$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца:

$$K_{H\beta} = 1,03.$$

Межосевое расстояние:

$$a_w \geq 430 \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} = 430 \cdot (3,13+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,03 \cdot 655,3}{600,6^2 \cdot 3,13^2 \cdot 0,4}} = 138,8 \text{ мм},$$

где $T_2 = 655,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – крутящий момент на валу колеса.

Принимаем $a_w = 150 \text{ мм}$.

При $z_1 = 15 < 17$ передачу выполняют со смещением (принимая $x_1 = 0,6$ и $x_2 = -0,6$).

Высота головки зуба: $h_a = m_n = 4,55$ мм, высота ножки зуба: $h_f = 1,25 \cdot m_n = 5,69$ мм, высота зуба:

$$h = h_a + h_f = 4,55 + 5,69 = 10,24 \text{ мм.}$$

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 15 \cdot \frac{4,55}{0,9397} = 72,6 \text{ мм.}$$

$$d_2 = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 47 \cdot \frac{4,55}{0,9397} = 227,4 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев: для шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (1 + x_1 - y) \cdot m_n = 72,6 + 2 \cdot (1 + 0,6 - (-1,97)) \cdot 4,55 = 105,09 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (1,25 - x_1) \cdot m_n = 72,6 + 2 \cdot (1,25 - 0,6) \cdot 4,55 = 66,79 \text{ мм;}$$

для колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x_2 - y) \cdot m_n = 227,4 + 2 \cdot (1 + (-0,6) - (-1,97)) \cdot 4,55 = 248,97 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (1,25 - x_2) \cdot m_n = 227,4 - 2 \cdot (1,25 - (-0,6)) \cdot 4,55 = 210,57 \text{ мм;}$$

где

$$y = -\frac{(a_w - a)}{m_n} = -\frac{(150 - 141,05)}{4,55} = -1,97;$$

$$a = 0,5 \cdot m_n \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 4,55 \cdot 62 = 141,05 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a.$$

$$a_w = 0,4 \cdot 150 = 60 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + 8 = 60 + 8 = 68 \text{ мм.}$$

Окружная скорость колеса:

$$v = \frac{\pi \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 227,4 \cdot 298,7}{60000} = 3,55 \text{ м/с.}$$

(назначена 8-я степень точности).

Силы в цилиндрическом зацеплении: окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 218 \cdot 10^3}{72,6} = 6005,5 \text{ Н;}$$

радиальная сила

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{6005,5 \cdot 0,3640}{0,9397} = 2324,3 \text{ Н;}$$

осевая сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 6005,5 \cdot 0,3639 = 2185,4 \text{ Н.}$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материала (сталь):

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев:

$$Z_H = 1,76 \cdot \sqrt{\cos \beta} = 1,76 \cdot \sqrt{0,9397} = 1,71.$$

Коэффициент торцового перекрытия для внешнего зацепления:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right) \cdot \cos \beta = \\ &= \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{42}\right)\right) \cdot 0,9397 = 1,50. \end{aligned}$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,50}} = 0,816.$$

Коэффициент концентрации нагрузки: $K_{H\beta} = 1,03$. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями: $K_{H\alpha} = 1,1$.

Динамический коэффициент: $K_{Hv} = 1,06$.

Расчетное контактное напряжение:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \\ &\cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}, \text{ МПа.} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,71 \cdot 0,816 \cdot$$

$$\cdot \sqrt{\frac{6005,5}{60 \cdot 72,6} \cdot \frac{3,13 + 1}{3,13} \cdot 1,1 \cdot 1,03 \cdot 1,06} = 567,2 \text{ МПа.}$$

Критерий оптимальности:

$$0,85 \cdot [\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05 \cdot [\sigma_H],$$

$$510,5 \text{ МПа} \leq 567,2 \text{ МПа} \leq 630,6 \text{ МПа.}$$

Передача удовлетворяет условию контактной прочности.

Расчет зубьев на выносливость при изгибе. Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{(\cos \beta)^{1/3}} = \frac{15}{0,9397^3} = 18,08;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{(\cos \beta)^{1/3}} = \frac{47}{0,9397^3} = 56,64.$$

Коэффициенты формы зуба шестерни и колеса: $Y_{F1} = 3,85$; $Y_{F2} = 3,60$.

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии

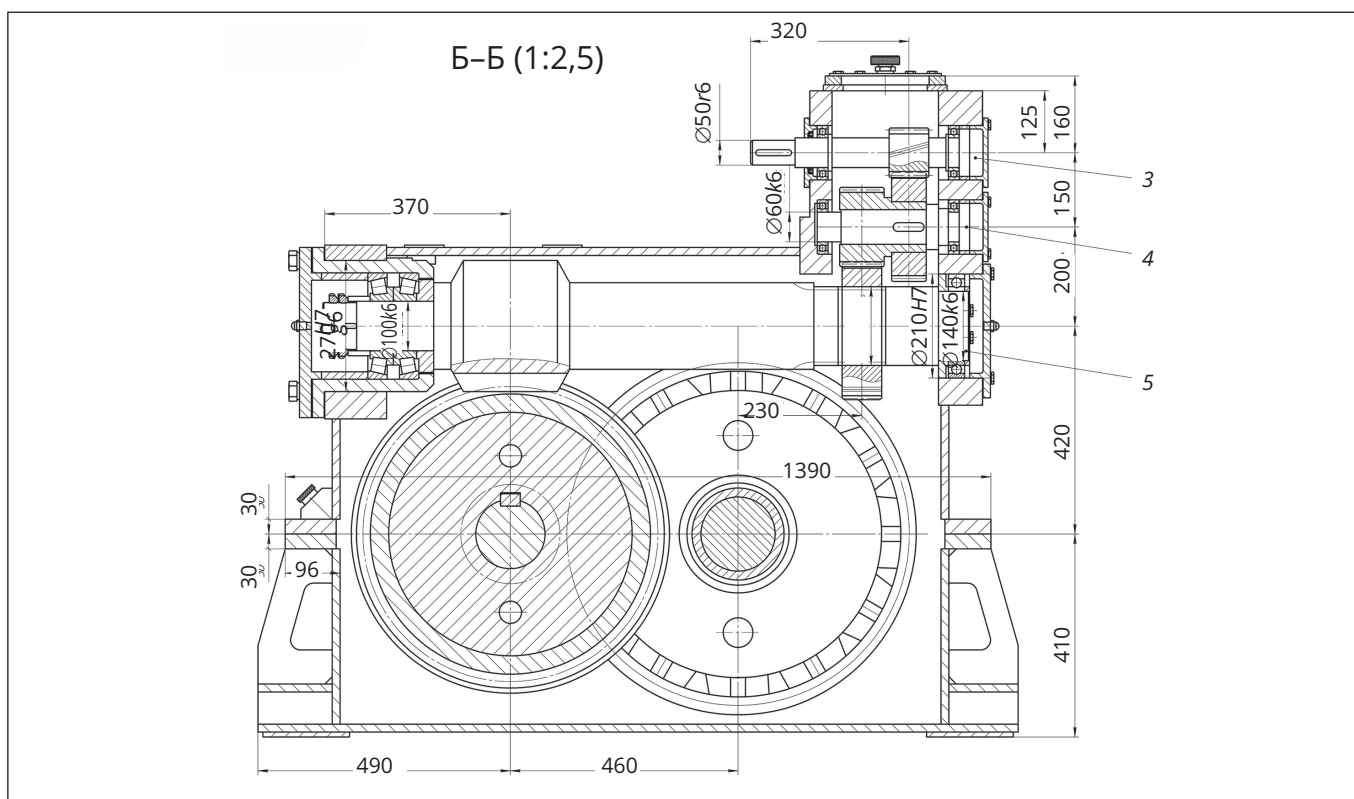


Рис. 4. Четырехступенчатый редуктор после модернизации (разрез Б-Б)

к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^{\circ}} = 1 - \frac{20^{\circ}}{140^{\circ}} = 0,86.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 0,91$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца при изгибе: $K_{F\beta} = 1,05$.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку при изгибе: $K_{FV} = 1,16$.

Расчетное напряжение при изгибе: для шестерни:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 3,85 \cdot 0,908 \cdot \frac{6005,5}{60 \cdot 4,55} \cdot 0,91 \cdot 1,16 \cdot 1,05 = 85,2 \text{ МПа}.$$

для колеса:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 3,60 \cdot 0,908 \cdot \frac{6005,5}{60 \cdot 4,55} \cdot 0,91 \cdot 1,16 \cdot 1,05 = 79,7 \text{ МПа}.$$

Критерий оптимальности: $\sigma_{Fi} \leq 1,1 \cdot [\sigma_{Fi}]$ (для шестерни: $85,2 \text{ МПа} \leq 361 \text{ МПа}$, для колеса: $79,7 \text{ МПа} \leq 326,2 \text{ МПа}$).

Расчет зубьев на прочность при кратковременной перегрузке. Контактная прочность:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_H}{T_{H1}}} = 567,2 \cdot \sqrt{3,3} = 1030,4 \text{ МПа} < 1934,1 \text{ МПа}.$$

При изгибе:

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{T_H}{T_{H1}} = 85,2 \cdot 3,3 = 281,2 \text{ МПа} < 1451 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_H}{T_{H1}} = 79,7 \cdot 3,3 = 63 \text{ МПа} < 1310,4 \text{ МПа}.$$

Аналогично пересчитана II ступень редуктора.

Модернизация шлаковозов повысит их надежность, что позволит снизить затраты на изготовление запасных частей и ремонты, сократить внеплановые простои шлаковозов, увеличить их наработку и полезную отдачу, повысить производительность труда.

ВЫВОДЫ

1. Изучены литературные источники и патентные разработки для выявления основных направлений совершенствования конструкций шлаковозов.

2. Проанализированы особенности конструкции, условия эксплуатации и содержание ремонтов шлаковозов.

3. Выбраны целесообразные направления модернизации шлаковозов: 1) замена стали марки 25Л, применяемой для отливки шлаковых чаш, на сталь 35Л с лучшими характеристиками, что позволит увеличить срок службы чаш и сократить потребность в их ремонте; 2) замена электродвигателя в приводе механизма

кантования шлаковой чаши на более мощный для повышения надежности привода и увеличения момента при опрокидывании чаши во время появления в ней донного «козла»; 3) замена цилиндрических прямозубых передач на косозубые в первой и второй ступенях редуктора, используемого в приводе механизма кантования чаши, что позволит передачам работать более плавно, менее шумно, с меньшими динамическими нагрузками.

4. Изготовление чаш из стали 35Л увеличит срок их службы с 24 до 27,6 мес (на 13 %), а потребность в ремонте чаш в течение года сократится с 37 до 31 шт. (на 16,2 %).

В результате снизятся затраты на изготовление запасных частей и ремонты, сократятся внеплановые простои шлаковозов, увеличится их наработка и полезная отдача, повысится производительность труда. Экономический эффект от внедрения мероприятия составит 12,02 млн руб. при дополнительных капитальных затратах в 1,5 млн руб., которые окупятся за 1 год.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ганин Д.Р., Грицай В.В., Фукс Е.А. Мероприятия для экономии кокса на тонну выплавляемого чугуна в условиях АО «Уральская Сталь» // Черные металлы. 2025. № 4 (1120). С. 16 – 21.
2. Дружков В.Г., Коноплев А.Д., Прохоров И.Е., Макарова И.В. Проектирование доменного цеха. – Магнитогорск : МГТУ им. Г.И. Носова, 2020. – 323 с.
3. Арист Л.М., Тылкин М.А. Модернизация и долговечность агломерационного и доменного оборудования. – М. : Metallurgy, 1973. – 448 с.
4. Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов : учебник для вузов: в 3-х т. Т. 1. Машины и агрегаты доменных цехов : 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Metallurgy, 1987. – 440 с.
5. Пасечник Н.В., Сеницкий В.М., Дрозд В.Г. и др. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.Ф. Фролов (пред.) и др. Машины и агрегаты металлургического производства. Т. IV-5 ; под общ. ред. В.М. Сеницкого, Н.В. Пасечника. 2-е изд., исправл. 2004. – 912 с.
6. Каплун Л.И., Малыгин А.В., Онорин О.П., Пархачев А.В. Устройство и проектирование доменных печей : учебное пособие. – Екатеринбург : УрФУ, 2016. – 219 с.
7. Шлаковоз 16,5 СП. Руководство по монтажу и эксплуатации. 1-163055 РЭ. ОАО «МК ОРМЕТО-ЮУМЗ».
8. Гребеник В.М., Иванченко Ф.К., Ширяев В.И. Расчет металлургических машин и механизмов. – К. : Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 448 с.
9. Рассохин Д.А., Чигарев В.В., Лоза А.В., Шишкин В.В. Исследование напряжений в стенке чаши шлаковоза // Вестник Приазовского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2013. № 27. С. 172 – 176.
10. Лоза А.В., Чигарев В.В., Шишкин В.В., Рассохин Д.А. Применение метода сварки для повышения надежности чаши доменного шлаковоза // Вестник Приазовского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2015. № 31. С. 87 – 93.
11. Запара Е.С., Соснина Е.Н. Повышение долговечности механизма опрокидывания чаши шлаковоза ШВ-16,5Д // Науковий вісник НГУ. 2010. № 9 – 10. С. 66 – 70.
12. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М. : Машиностроение-1, 2003. – 384 с.
13. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Арефьев И.И. и др. Курсовое проектирование деталей машин / под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 400 с.
14. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 564 с.

Статья поступила 20.08.2025