

1 Общие сведения

Барабанный смеситель непрерывного действия (рисунк 1) представляет собой цилиндрический барабан 1, внутри которого размещен вал-каток 2, разрыхлитель 3, скребок 4 и направляющие пластины 5. Вал-каток 2 укреплен шарнирно на рычагах и собственным весом прижимается к шихте, вращаясь за счет сил трения о смесь.

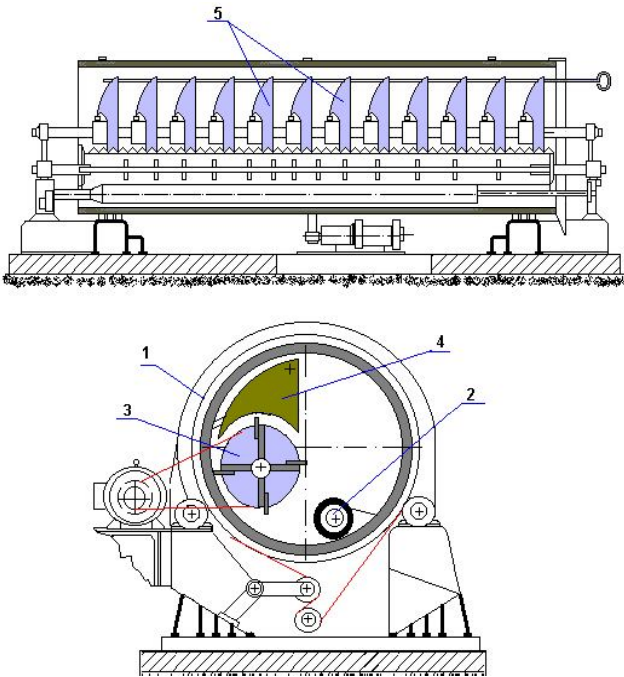


Рисунок 1 – Барабанный смеситель

При перекачивании катка по слою шихты внутри барабана последняя уплотняется, что способствует равномерному распределению компонентов шихты.

Для разрыхления и аэрирования уплотненной шихты по всей длине барабана размещены лопасти рыхлителя, к продольным кромкам которых привернуты зубчатые листы.

Вращаясь от собственного привода, рыхлитель своими зубчатыми кромками сгребает шихту со стенки барабана и бросает ее на направляющие пластины. Последние установлены под углом к продольной оси барабана, образуя своеобразный винт, перемещающий шихту к выходному концу барабана.

В зависимости от необходимого времени перемешивания угол наклона направляющих пластин может быть изменен.

Барабан смесителя имеет, как правило, цилиндрическую форму и выполняется из листовой стали. Изнутри он футеруется стальными листами, а снаружи к нему прикрепляются бандажи, опирающиеся на ролики. Вращение барабана на роликах осуществляется от отдельного привода.

2 Основы теории и расчета

Производительность Q барабанного смесителя непрерывного действия может быть определена по формуле

$$Q = (60 \cdot G_{см}) / (1000 \cdot t_{пер}), \text{ т/ч,}$$

где $G_{см}$ – весовая емкость смесителя, кг;
 $t_{пер}$ – время, необходимое для смешивания, мин.
 Емкость барабана смесителя

$$V_б = (4.0 - 4.5) \cdot (G_{см} / \delta), \text{ м}^3,$$

где δ – удельный вес разрыхленной шихты, т/м³.

Диаметр барабана выбирается из условия, что окружная скорость шихты при движении ее совместно с барабаном не превышает 1,5-1,8 м/сек, а центробежная сила, прижимающая частицу шихты к барабану, не превышает половины веса этой частицы:

$$v_б = \pi \cdot D_б \cdot n_б / 60, \text{ м/с;}$$

$$D_б = (60 \cdot v_б) / (\pi \cdot n_б), \text{ м;}$$

$$n_б = (60 \cdot v_б) / (\pi \cdot D_б), \text{ об/мин.}$$

Число оборотов барабана определяется из условия

$$m \cdot \omega^2 = m \cdot g / 2 = \pi^2 \cdot n_б^2 \cdot D_б^2 \cdot 900 = g.$$

Так как $\omega = \pi \cdot n_б / 30$, то $n_б = \sqrt{900 / D_б} = 30 \cdot \sqrt{1 / D_б}$, об/мин.

Сравнив два уравнения для числа оборотов барабана в минуту и решив их относительно $D_б$, получим

$$(60 \cdot v_б) / (\pi \cdot D_б) = \sqrt{900 / D_б}; \quad D_б = (4v_б^2) / \pi^2, \text{ м.}$$

Длина барабана может быть определена из равенства

$$(\pi \cdot D_б^2) L_б / 4 = V_б, \text{ м,}$$

откуда

$$L_б = 4V_б / (\pi \cdot D_б^2),$$

где $V_б$, м³; $D_б$, м.

Диаметр катка может быть определен из уравнения

$$D_к \geq 2h_2 / (1 - \cos \alpha),$$

где h_2 – высота затягиваемого слоя смеси.

Приняв коэффициент трения разрыхленной шихты о поверхность катка $f = 0,7$ и $f > \tan \alpha$, получим

$$D_к = (11 - 12) h_2.$$

При условии, что 2/3 внутренней поверхности барабана постоянно покрыто слоем смеси $h_1 + h_2$, где h_1 – высота слоя, лежащего под катком при его перекачивании, объемная емкость смесителя составит

$$2/3 \pi \cdot D_б \cdot L_б (h_1 + h_2) = (G_{см} / \delta) \psi,$$

откуда

$$h_2 = [3(G_{см} \psi) / (2\pi \cdot D_б \cdot L_б \cdot \delta)] - h_1,$$

где $G_{см}$ – весовая емкость смесителя, кг;
 δ – плотность шихты, кг/м³;

ψ – коэффициент, учитывающий количество шихты, лежащей на внутренней поверхности барабана (часть ее будет находиться в рыхлителе и в падении).

Число оборотов катка при его перекачивании по слою шихты без скольжения определится по формуле

$$n_k = (D_6^2 n_6) / D_{к}^2 \text{ об/мин.}$$

Окружная скорость точек, лежащих на образующей катка:

$$v_k = \pi \cdot D_k \cdot n_k / 60, \text{ м/с.}$$

При перекачивании катка со скольжением (пробуксовка) скорость скольжения может быть принята $v_{ск} = 0,2-0,3 \text{ м/с}$:

Число оборотов рыхлителя принимается $v_{рых} = 120-150 \text{ об/мин}$.

Мощность двигателя привода барабана расходуется на вращение барабана, т.е. на преодоление возникающих при вращении сил трения и на подъем перемешиваемого материала, находящегося внутри барабана.

Для определения сопротивлений, возникающих при вращении барабана, рассмотрим силовую нагрузку процесса (рисунок 2).

Усилие, приходящееся на один ролик:

$$P = (G_6 + G_{см}) / 4 \cos \alpha,$$

где G_6 – собственный вес барабана, равный весу обечайки, зубчатого венца и бандажей, кг;

$G_{см}$ – вес смеси, находящейся внутри барабана (весовая емкость барабана), кг.

Вертикальная сила, приходящаяся на один ролик:

$$Q = (G_6 + G_{см}) / 4.$$

Горизонтальная сила, действующая на один ролик:

$$S = (G_6 + G_{см}) \cdot \operatorname{tg} \alpha / 4.$$

При вращении барабана возникают следующие сопротивления:

W_1 – сопротивление трения при качении бандажки по ролику, равное для четырех роликов

$$W_1 = 4Pk / r_1 = 2P \cdot k / d_1,$$

где k – коэффициент трения качения;

P – давление на один ролик, кг;

W_2 – сопротивление трения скольжения, возникающее в опорных подшипниках осей роликов,

отнесенное к ободу ролика (рисунок 2):

$$W_2 = 4F_{тр} \cdot r_2 / r_1 = 4P \cdot f \cdot d_2 / d_1,$$

где $F_{тр}$ – сила трения в подшипниках роликов, равная $P \cdot f$, кг;

f – коэффициент трения скольжения;

W_3 – сопротивление, возникающее при подъеме смеси в барабане. Допустив, что вся смесь расположится в барабане так, что в сечении будет иметь вид сегмента (рисунок 2, в), получим

$$W_3 = G_{см} \cdot b / R_6,$$

где b – плечо силы тяжести смеси в барабане, м.

При повороте барабана на угол β из треугольника C_2OC_1 получим

$$b = OC_1 \sin \beta,$$

где OC_1 – расстояние от центра окружности до центра тяжести сегмента

$$x_c = (2 R_6^3 \sin^3 \phi) / 3F_{сег};$$

$F_{сег}$ – площадь сегмента:

$$F_{сег} = G_{см} / L_6 \cdot \delta.$$

Таким образом,

$$b = x_c \sin \beta = (2 R_6^3 \cdot \sin^3 \phi \cdot L_6 \cdot \delta \cdot \sin \beta) / 3 \cdot G_{см}$$

а сопротивление, возникающее при подъеме смеси:

$$W_3 = (2 R_6^2 \cdot \sin^3 \phi \cdot L_6 \cdot \delta \cdot \sin \beta) / 3.$$

Мощность двигателя привода барабана

$$N_{дв.бар} = (W_1 + W_2 + W_3) \cdot v_6 / 102 \cdot \eta, \text{ квт.}$$

Мощность двигателя привода катка расходуется на перекачивание катка по смеси и на преодоление трения скольжения катков о смесь. Определяется соотношением:

$$N_{дв} = (G_k \cdot f \cdot v_{ск}) / 102 \cdot \eta, \text{ квт.}$$

Расчет на прочность барабанного смесителя заключается в основном в выборе рациональных размеров обечайки, бандажей, опорных роликов и зубчатого венца.

Обечайка рассчитывается на самые неблагоприятные условия работы, когда барабан загружен шихтой только на участке между бандажками, а зубчатый венец находится посередине барабана.

В этом случае равномерно распределенная нагрузка q кг/см определится по формуле

$$Q = (G_6 + G_{см}) / L_6.$$

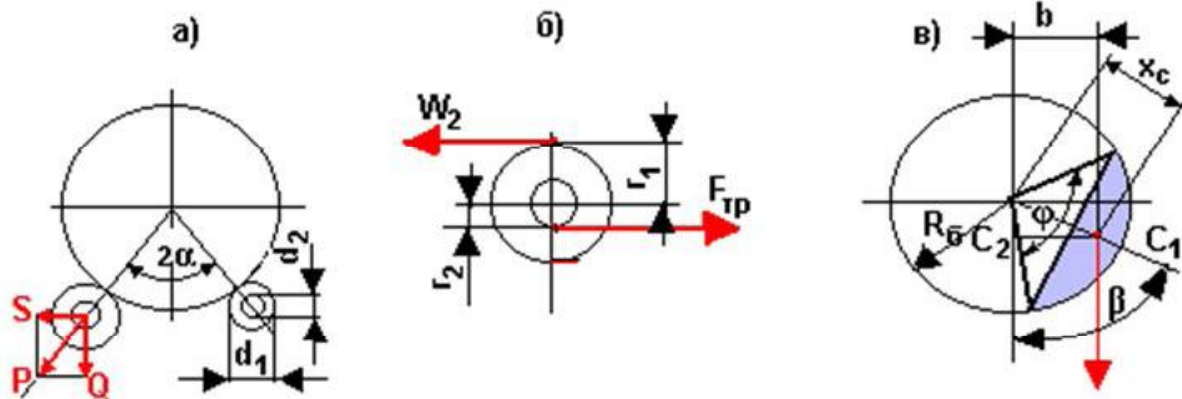


Рисунок 2 – К расчету мощности привода барабана

Наибольший изгибающий момент посередине пролета, кг·см,

$$M_{из} = (q \cdot l_0^2 / 8) + G_{вен} \cdot l_0 / 4,$$

где l_0 – расстояние между бандажами, см;

$G_{вен}$ – вес зубчатого венца барабана, кг.

Приведенный расчетный момент определится по формуле

$$M_{расч} = \sqrt{M_{из}^2 + 0,75M_{кр}^2}, \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где $M_{кр} = 97403 \cdot N_6 / n_6$ – крутящий момент, передаваемый на барабан при его вращении.

Момент сопротивления сечения барабана, представляющего собой кольцо, будет равен

$$W = \approx 0,1 \cdot (D^4 - d^4) / D,$$

где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры барабана, см. напряжение в материале обечайки

$$\sigma = M_{расч} / W \leq [\sigma].$$

Это напряжение обычно незначительно, и прочность обечайки всегда обеспечена. Решающим в данном случае является допустимый прогиб, определяющий правильную работу опорных приводных устройств барабана.

Допустимая стрела прогиба f_0 , отнесенная к 1 пог. м для барабана, не должна превышать 1/3 мм, т. е.

$$f_0 / l_0 = 1/3000.$$

Стрелу прогиба можно определить по формуле

$$f_0 = (5q l_0^3 / 384EI) + (G_{вен} l_0^3 / 48EI),$$

где q – нагрузка на 1 пог. см длины барабана;

E – модуль упругости материала обечайки (для стали $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см²);

I – экваториальный момент инерции сечения барабана:

$$I = \pi (D^4 - d^4) / 64, \text{ см}^4.$$

Расчет бандажей и опорных роликов состоит в определении их размеров и напряжений. Ширина бандажа

$$b = P / q_0,$$

где P – давление на ролик (и реакция последнего), кг; q_0 – допускаемое давление на 1 пог. см ширины бандажа, кг/см.

Сечение бандажа находится следующим образом. Определяется изгибающий момент $M_{из.макс}$ на участке бандажа между двумя башмаками, принимая его за балку, свободно лежащую на опорах и нагруженную реакцией ролика P , приложенной посередине пролета:

$$M_{из.макс} = Pl/4.$$

Задавшись допускаемым напряжением $[\sigma]$, находится момент сопротивления

$$W = M_{из.макс} / [\sigma], \text{ см}^3.$$

Далее получим

$$W = bh^2 / 6, \text{ откуда } h = \sqrt{6W/b}, \text{ см.}$$

Для определения напряжения на смятие поверхности бандажа необходимо найти диаметр опорных роликов по эмпирическим формулам:

$$d_1 = q_1 / (30 - 40) = P / (30 - 40) b_1 \text{ – для стальных роликов;}$$

$d_1 = q_1 / (15 - 20) = P / (15 - 20) b_1$ – для чугунных роликов, где q_1 – допускаемое контактное напряжение, кг/см²;

b_1 – ширина ролика, см.

Ширина ролика b_1 должна быть больше ширины бандажа b (обычно на 20-30 мм). Зубчатый венец подвергается воздействию момента, вращающего барабан, и расчет его сводится к расчету на прочность зубьев.

Пример расчета. Задание. Определить основные конструктивные параметры барабанного смесителя непрерывного действия, предназначенного для приготовления окатышей.

Исходные данные. Прочность сырой шихты $\delta = 1,2$ кг/см², производительность смесителя $Q = 20$ т/ч, необходимое время перемешивания $t_{пер} = 2,5$ мин.

1. Весовая емкость смесителя определяется по заданной его производительности:

$$G_{см} = 1000 \cdot Q \cdot t_{пер} / 60 = 1000 \cdot 20 \cdot 2,5 = 830, \text{ кг.}$$

2. Объем барабана смесителя

$$V_6 = 4,0 \cdot G_{см} / \delta = 4 \cdot 830 / 1200 = 2,76, \text{ м}^3.$$

3. Размеры барабана:

а) диаметр

$$D_6 = 4 \sqrt{v^2 / \pi^2} = 4 \cdot 1,6^2 / 9,86 = 1,0, \text{ м,}$$

где v – окружная скорость барабана, м/с;

б) длина

$$L_6 = 4 \sqrt{V_6 / \pi} \cdot D_6^2 = 4 \cdot 2,76 / 3,14 \cdot 1,0^2 = 3,5 \text{ м.}$$

4. Диаметр катка смесителя может быть определен после нахождения высоты слоя h_2 , подлежащего затягиванию под каток (при $h_1 = 30$ мм):

$$h_2 = [3(G_{см} \psi) / (2\pi \cdot D_6 \cdot L_6 \cdot \delta)] - h_1 = 3 \cdot 830 \cdot 0,6 / (2 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 3,5 \cdot 1200) - 0,03 = 0,027, \text{ м.}$$

$$D_k = 11 \cdot h_2 = 11 \cdot 27 = \approx 300 \text{ мм.}$$

5. Кинематический расчет смесителя.

а) Число оборотов барабана в минуту

$$n_6 = 30 \sqrt{1 / D_6} = 30 \sqrt{1 / 1,0} = 30, \text{ об/мин.}$$

б) Число оборотов катка при скорости скольжения его относительно поверхности барабана $v_{ск} = 0,2$ м/сек равно

$$n_k = (D_6 \cdot n_6 - 60 \cdot v_{ск}) / D_k = (1 \cdot 30 - 60 \cdot 0,2) / 0,3 = 60, \text{ об/мин.}$$

6. Силовой расчет смесителя:

а) вес обечайки барабана

$$G_{обеч} = (\pi \cdot D_6 \cdot L_6 \cdot t_m \cdot \rho) / 1000 = 3,14 \cdot 100 \cdot 350 \cdot 1,5 \cdot 7,8 / 1000 = 1285, \text{ кг.}$$

где t_m – толщина листа, из которого изготовлена обечайка, см.

б) вес бандажей барабана (количество бандажей 2)

$$G_{банд} = (2\pi \cdot D_{банд} \cdot a \cdot h \cdot \rho) / 1000 = 2 \cdot 3,14 \cdot 107,5 \cdot 7,5 \cdot 7,5 \cdot 7,8 / 1000 = 297, \text{ кг,}$$

где a и h – соответственно ширина и высота бандажа; ρ – удельный вес металла, т/м³.

в) вес зубчатого венца

$$G_{венц} = (\pi \cdot D_{банд} \cdot a_1 \cdot h_1 \cdot \rho) / 1000 = 3,14 \cdot 110 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 7,8 / 1000 = 216, \text{ кг,}$$

где a_1 и h_1 – соответственно ширина и высота зубчатого венца, см.

г) общий вес барабана

$$G_6 = G_{обеч} + G_{банд} + G_{венц} = 1285 + 297 + 216 = 1798, \text{ кг.}$$

д) усилие, передаваемое на один ролик при $\alpha = 45^\circ$ (см. рис. 2),

$$P = (G_6 + G_{см}) / 4 \cos \alpha = (1798 + 830) / 4 \cdot 0,707 = 930, \text{ кг.}$$

е) сопротивление трения бандажей по роликам

$$W_1 = 2Pk/d_1 = 2 \cdot 930 \cdot 0,05 = 3,7 \text{ кг,}$$

где d_1 – диаметр чугунного опорного ролика.

ж) сопротивление трения скольжения в подшипниках осей роликов

$$W_2 = 4Pf \cdot d_2 / d_1 = 4 \cdot 930 \cdot 0,1 \cdot 7,0 / 25 = 104, \text{ кг,}$$

з) сопротивление, возникающее при подъеме смеси в барабане (угол поворота барабана):

$$W_3 = (2 \cdot R_6^2 \cdot L_6 \cdot \sin^3 \phi \cdot \sin \beta \cdot \delta) / 3 = 2 \cdot 0,5^2 \cdot 3,42 \cdot 1200 \cdot 1^3 \cdot 0,866 = 600 \text{ кг.}$$

7. Мощность двигателя привода барабана

$$N_6 = k_y \cdot v \cdot (W_1 + W_2 + W_3) / (102 \cdot \eta) = 1,1 \cdot 1,6 \cdot (3,7 + 104 + 600) / (102 \cdot 0,8) = 15, \text{ кВт.}$$

8. Мощность двигателя привода катка

$$N_k = k_y \cdot v_{ск.ср} \cdot f G_k / (102 \cdot \eta) = 1,2 \cdot 1930 \cdot 0,7 \cdot 0,2 / (102 \cdot 0,8) = 5, \text{ кВт.}$$

Если не применять специальных пружин, то сила прижима катка будет примерно равна его весу:

$$G_k = \pi D_k^2 \cdot L_k \cdot \rho_M / 4 = 3,14 \cdot 30^2 \cdot 350 \cdot 7,8 / 4 = 1930, \text{ кг.}$$

9. Мощность двигателя привода рыхлителя

$$N_{рых} = k_y \cdot A_k \cdot \omega_{рых}^2 \cdot G'_{см} \cdot i_{лоп} = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 8 \cdot 0,000129 \cdot 15,7^2 \cdot 500 \cdot 24 = 13,6, \text{ кВт,}$$

где $k = (0,7 + 3 \cdot 0,7) = 2,8 \text{ с/м}^3$;

$$G'_{см} = G_{см} \psi = 830 \cdot 0,6 = 500, \text{ кг,}$$

ψ – коэффициент, учитывающий количество смеси в рыхлителе;

$\omega_{рых}$ – угловая скорость вала рыхлителя:

$$\omega_{рых} = \pi n_{рых} / 30 = 3,14 \cdot 150 / 30 = 15,7, \text{ 1/с,}$$

$n_{рых}$ – число оборотов вала рыхлителя в минуту;

$$A = h (r_2^3 - r_1^3) / 3 = 0,05 (0,2^3 - 0,035^3) / 3 = 0,000129 \text{ м}^4;$$

h – проекция высоты лопатки рыхлителя на вертикальную плоскость, см;

i – общее количество лопаток в рыхлителе.

10. Расчет обечайки барабана (рисунок 3):

1) крутящий момент на барабане

$$M_{кр} = 71620 \cdot N_6 \cdot 1,36 / n_6 = 71620 \cdot 15 \cdot 1,36 / 30 = 49000, \text{ кг}\cdot\text{см}$$

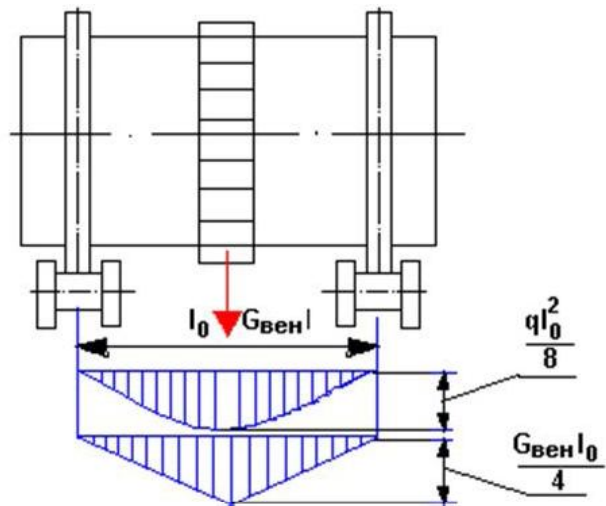


Рисунок 3 – К расчету барабанного смесителя

2) изгибающий момент по середине барабана

$$M_{из} = q l_0^2 / 8 + G_{венц} l_0^2 / 4 = 7,5 \cdot 283^2 / 8 + (216 \cdot 283) / 4 = 90300, \text{ кг}\cdot\text{см,}$$

где q – погонная нагрузка на барабан:

$$q = (G_6 + G_{см}) / L_6 = (1798 + 830) / 350 = 7,5, \text{ кг/см;}$$

$l_0 = 2830 \text{ мм}$ – расстояние между осями бандажей.

3) приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_{из}^2 + 0,75 M_{кр}^2} = \sqrt{90300^2 + 0,75 \cdot 49000^2} = 99800, \text{ кг}\cdot\text{см}$$

4) момент сопротивления сечения барабана

$$W = 0,1(D^4 - d^4) / D = 0,1(100^4 - 98^4) / 100 = 7760, \text{ см}^3,$$

где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры барабана, см.

5) Напряжение в материале обечайки

$$\sigma = M_{пр} / W = 99800 / 7760 = 12,8, \text{ кг/см}^2.$$

6) момент инерции сечения барабана

$$I = \pi (D^4 - d^4) / 64 = 3,14 (100^4 - 98^4) = 382000, \text{ см}^4.$$

7) стрела прогиба корпуса барабана

$$f = (5 \cdot q \cdot l_0^2) / 384 \cdot EI + G_{венц} \cdot l_0^3 / 48 \cdot EI = 5 \cdot 283^3 / 384 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 382000 + 216 \cdot 283^3 / 48 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 382000 = 0,00014, \text{ см.}$$

Такой прогиб барабана вполне допустим, так как

$$f_0 / l_0 = 0,00014 / 283 < 1 / 3000.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефименко Г.Г. и др. Металлургия чугуна. Киев: Выща школа, 1988. 351 с.
2. Рамм А.Н. Современный доменный процесс. М.: Металлургия, 1980, 303 с