

УДК 693,6 (088.8)

Есавкин В.И., Ранский В.А.

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОДАЧИ БЕТОННОЙ СМЕСИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

**Введение.** Разработанное устройство относится к средствам механизации, применяемым в строительстве, в частности к устройствам для подачи бетонных смесей в густоармированные стыки сборных железобетонных конструкций, и может быть использовано в качестве ленточного пресса в производстве строительных материалов. По устройству подана заявка на изобретение и получен патент РБ [1].

Поскольку устройство по принципу работы относится к машинам непрерывного действия, сочетающее особенности работы шнековых и поршневых нагнетательных устройств одновременно, поэтому методика определения ряда технических параметров имеет свои особенности и позволяет выявить ряд достоинств разработанного устройства, позволяет определять конструктивные параметры при проектировании.

**Конструктивное исполнение и работа устройства.** Предлагаемое устройство для подачи бетона (рис. 1) содержит корпус 1 с приемной воронкой 2, разгрузочный патрубок 3, размещенный внутри корпуса приводной вал 4 и установленный на нем шнек 5 с осевым отверстием. Шнек 5 способен совершать помимо вращательного движения и возвратно-поступательное совместно с корпусом 1 в разгрузочном патрубке 3. Возвратно-поступательное движение корпуса 1 и шнека 5 осуществляется при вращении приводного вала 4 путем обкатывания ролика 6, установленного на нем и входящего в паз 7 пространственного кулачка, выполненного из двух неподвижных втулок 8. На участке корпуса 1, входящего в разгрузочный патрубок 3, установлена эластичная обойма 9 с перфорированным бандажем 10, а полость 11 между бандажем 10 и внутренней стенкой разгрузочного патрубка 3 заполнена промывочной жидкостью, находящейся под давлением, создаваемым воздушным насосом 12, установленным в бачке 13 с промывочной жидкостью и предохранительным клапаном 14, отрегулированным на рабочее давление.

Устройство работает следующим образом.

В приемную воронку 2 загружается бетонная смесь и далее поступает в корпус 1 устройства, где перемещается непрерывно вращающимся шнеком 5 к разгрузочному напорному патрубку 3.

При повороте приводного вала 4 на 180 градусов и соответственно при перемещении ролика 6 в пазу 7 из положения нижнего в положение верхнее. Корпус 1 перемещается влево, разгрузочный напорный патрубок 3 заполняется бетонной смесью (совершается холостой ход).

При повороте вала 4 на следующие 180 градусов и соответственно при перемещении отжимного ролика 6 в пазу 7 из верхнего положения в положение нижнее корпус 1 перемещается вправо (совершается рабочий ход).

Бетонная смесь в этом случае и подается шнеком и дополнительно перемещается движущимся корпусом 1. Корпус 1, вращающийся шнек 5 и бетонная смесь, находящаяся в корпусе, в этом случае представляют собой своеобразный "поршень" с манжетным уплотнением, который оказывает дополнительное нагнетательное воздействие на бетонную смесь.

Повышение степени уплотнения бетонной смеси поясняется диаграммой (рис. 3). На диаграмме:

$P_1$  – давление, создаваемое непрерывно вращающимся шнеком в установившемся режиме.

$\Delta P$  – давление, создаваемое подвижным корпусом.

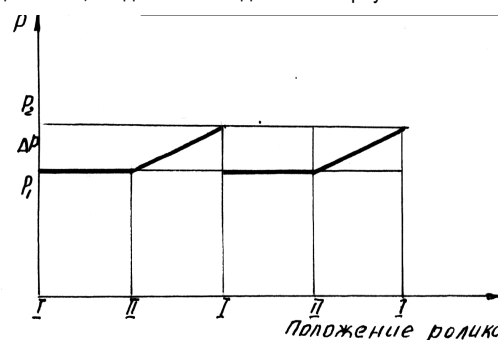


Рис. 3. Диаграмма давлений при различных положениях ролика

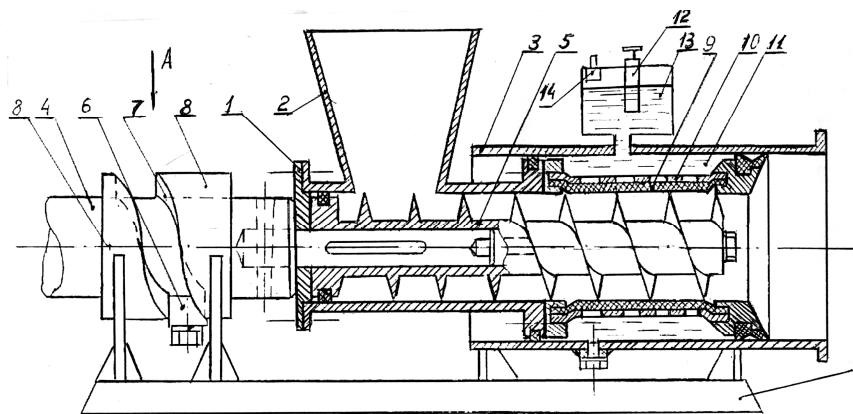


Рис. 1. Устройство для подачи бетона

1 – корпус; 2 – приемная воронка; 3 – разгрузочный патрубок; 4 – приводной вал; 5 – шнек; 6 – ролик; 7 – паз пространственного кулачка; 8 – неподвижные втулки; 9 – эластичная обойма; 10 – перфорированный бандаж; 11 – полость между бандажем (эластичной обоймой) и внутренней стенкой разгрузочного патрубка; 12 – воздушный насос; 13 – бачок с промывочной жидкостью; 14 – предохранительный клапан

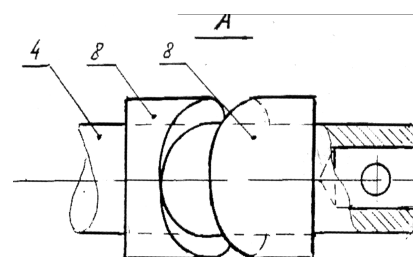


Рис. 2. Конструктивное исполнение пространственного кулачка

4 – приводной вал; 8 – неподвижные втулки

Есавкин Вячеслав Иванович, ст. преподаватель кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.  
Ранский Владимир Александрович, доцент кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.  
Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

При перемещении ролика 6 из нижнего положения [1] в положение верхнее (П) на бетонную смесь передается давление ( $P_1$ ). При перемещении ролика 6 из положения верхнего (П) в положение нижнее (1) на бетонную смесь передается дополнительное давление ( $\Delta P$ ) в виде импульса.

Суммарное результирующее давление ( $P_2$ ) становится большим в предлагаемом устройстве, чем в устройствах для подачи бетона, имеющих неподвижный корпус.

**Определение технических параметров устройства.** К основным техническим параметрам, используемым при выборе, сравнении характеристик и проектировании относятся следующие: производительность, потребляемая мощность, давление, возможность их применять в стесненных условиях и др.

Определение технических параметров шнекопоршневых нагнетательных устройств необходимо выполнять как для машин непрерывного действия. Производительность шнековых устройств, имеющих неподвижный корпус и шнек [2], определяется по формуле:

$$P_1 = 60 \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot K_H \cdot C, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (1)$$

где  $D$  – диаметр винта, м;

$S$  – шаг винта, м  $S = D$ ;

$n$  – число оборотов винта, об/мин;

$K_H$  – коэффициент наполнения желоба материалом ( $K_H = 0,8$  для сплошного винта);

$C$  – коэффициент снижения производительности в зависимости угла наклона ( $C = 1$  для горизонтального винта).

Подставляем значения  $K_H = 0,8$  и  $C = 1$ ,  $S = D$  в (1) получим:

$$P_1 = 38 \cdot D^3 \cdot n, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (2)$$

Производительность шнекопоршневого устройства можно записать в виде:

$$P = P_1 + P_2, \quad (3)$$

где  $P_1$  – производительность, определяемая для неподвижного корпуса и шнека;

$P_2$  – производительность, обеспечиваемая подвижным корпусом. В предлагаемом устройстве расчет этой производительности можно выполнить как для поршневого насоса, так как корпус, шнек и транспортируемый материал, находящийся в корпусе, представляет поршень, совершающий возвратно-поступательное движение в разгрузочном патрубке с ходом ( $\ell$ ) (рис. 1).

Для поршневых насосов производительность  $P_2$  определяется по формуле:

$$P_2 = 60 \frac{\pi D_1^2}{4} \cdot \ell \cdot n, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (4)$$

где  $D_1$  – внутренний диаметр разгрузочного патрубка, м;

$\ell$  – ход корпуса, м;

$n$  – число ходов корпуса в минуту.

Для нашего устройства число ходов и частота вращения шнека равны. Длину хода корпуса можно определить из условия наполнения разгрузочного патрубка при холостом ходе с возможностью наполнения его без разрежения в нем, т.е. должно соблюдаться условие:

$$V_w = V_p, \quad (5)$$

где  $V_w$  – объем бетонной смеси передаваемый шнеком в разгрузочный патрубок при повороте ролика из положения I в положение II (рис. 1) на угол  $180^\circ$ ;

$V_p$  – объем бетонной смеси, поступающей в разгрузочный патрубок при повороте шнека на  $180^\circ$  и при ходе корпуса на расстояние  $\ell$ .

$$V_p = \frac{\pi D_1^2}{4} \cdot \ell, \quad (6)$$

$$V_w = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot K_H. \quad (7)$$

Для возможности установки манжеты и получения зазора для промывочной камеры соотношение диаметров  $D$  и  $D_1$  должно быть следующее условие  $D = 0,9 D_1$ .

Приравняв (6) и (7), определим величину хода корпуса.

$$\ell = 0,32 S \text{ или } \ell = 0,32 D. \quad (8)$$

Подставив (8) в (4), получим

$$P_2 = 19 D^3 \cdot n, \quad (9)$$

т.е.  $P_2 = 0,5 P_1$ .

Установка корпуса в разгрузочном патрубке подвижно позволяет повысить производительность в 1,5 раза по сравнению со шнековыми устройствами, имеющими неподвижный корпус.

Мощность на валу шнека может быть определена из условия обеспечения необходимой производительности по формуле (9) [2].

$$N = \frac{(P_1 + P_2) \cdot K_q \cdot L \cdot \omega}{367}, \text{ кв} \quad (10)$$

где  $P_1$  – производительность, обеспечиваемая вращающимся шнеком, т/ч;

$P_2$  – производительность, обеспечиваемая подвижным корпусом, т/ч;

$K_q$  – коэффициент динамичности ( $K_q = 1,15 \div 1,25$ );

$L$  – дальность подачи, м;

$\omega$  – коэффициент сопротивления движения материала.

Осевое усилие, развиваемое вращающимся шнеком:

$$F_1 = \frac{M_1}{tq(\alpha + \varphi) \cdot r_o}, \quad (11)$$

где  $M_1$  – вращающий момент на приводном валу, необходимый для вращения шнека;

$\alpha$  – угол подъема винтовой линии на шнеке ( $\alpha = 17^\circ 39'$ );

$\varphi$  – приведенный угол трения перемещаемого материала о поверхность шнека ( $\varphi = 35-40^\circ$ );

$r_o$  – радиус, на котором действует сила  $F_1$  ( $r_o = 0,4 D$ ).

Давление, создаваемое вращающимся шнеком:

$$P_1 = \frac{4F_1}{\pi D^2}. \quad (12)$$

После подстановки всех параметров получаем:

$$P_1 = \frac{7,8M_1}{D^3}. \quad (13)$$

Осевое усилие, развиваемое подвижным корпусом:

$$F_2 = \frac{0,5M_1}{tq(\beta + \rho) \cdot r}, \quad (14)$$

где  $\beta$  – угол подъема винтовой линии на кулачке  $tq\beta = \frac{\ell}{\pi r}$ ;

$r$  – радиус, на котором действует сила  $F_2$ , принимаем  $r \approx r_o$ ;

$\rho$  – угол трения  $\rho = 8^\circ \div 10^\circ$ .

По принятым значениям получаем, что  $\beta = 11^\circ 30'$ .

Давление, создаваемое подвижным корпусом:

$$\Delta P = \frac{4F_2}{\pi D_1^2}. \quad (15)$$

После подстановки всех параметров в (6,14) и (6,15) получим:

$$\Delta P = \frac{2,6M_1}{D^3}. \quad (16)$$

Полное давление, создаваемое шнекопоршневым устройством:

$$P_2 = P_1 + \Delta P = \frac{7,8M_1}{D^3} + \frac{2,6M_1}{D^3} = 10,4 \frac{M_1}{D^3},$$

$$P_2 = 10,4 \frac{M_1}{D^3}. \quad (17)$$

Приведенный расчет позволяет определить направления дальнейших исследований шнекопоршневых нагнетательных устройств. В настоящее время шнековые устройства (прессы) применяются как на строительных объектах, так и в производстве строительных материалов. Однако такие устройства имеют основной недостаток – низкое прессующее давление и неизбежность частых ремонтов.

Основными направлениями дальнейших исследований при создании шнекопоршневых устройств являются:

- оптимизация конструктивных параметров; исследование зависимости давления от шага винта, его хода, диаметров и осевых сил толкателя и винта;
- выбор и исследование на долговечность наиболее ответственного узла, такого как уплотнение винта, поскольку величина прессующего давления, как показала практика исследований шнековых прессов на Брестском КСМ, зависит именно от этого узла;

- исследование долговечности и надежности шнекопоршневых устройств по результатам эксплуатации, их диагностика и определение оптимального режима эксплуатации.

**Заключение.** Установка корпуса со шнеком в разгрузочном патрубке подвижно позволяет:

- повысить производительность нагнетательных устройств в 1,5 раза.
- повысить величину прессующего давления на 30% соответственно качеству формуемых изделий, если такое устройство будет использоваться как пресс.

#### СПИСОК ЦИТИРУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Устройство для подачи бетонной смеси: пат. 9576 Респ. Беларусь, МПК6 E04 G 21/04/ В.И. Есавкин, В.А. Ранский; заявитель Брестский гос. технический ун-т. – № а 20050680; заявл. 07.07.05; опубл. 03.30. 07// Афіцыйны бюл./Нац центр. Інтэлектуальны уласнасці. – 2007. – № 4 (57) – 154 с.
2. Константинопуло, Г.С. Примеры и задачи по механическому оборудованию заводов / Г.С. Константинопуло – М., 1975. – 280 с.

Материал поступил в редакцию 26.09.09

#### ESAVKIN V.I., RANSKIY V.A. The device for submission of a concrete mix and definition his technical parameters

The object of the research: operational parts of screw conveyers, screw extruders and concrete pumps. A screw – piston device, which allows to increase and pressure capacity has been developed. Dependence of technical parameters on design has been determined and directions of further research have been established.

УДК 621.81

Санюкевич Ф.М., Монтик С.В., Волощук А.А.

### РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

**Введение.** Курсовой проект по деталям машин предполагает изучение основ расчета и проектирования, начиная с простейших элементов машин общего назначения. При этом значительный объем расчетной части проекта приходится на передачи зацеплением (зубчатые и червячные). Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления основные расчетные зависимости для расчета на прочность установлены ГОСТ 21354-87, для конических зубчатых и червячных передач такие стандарты отсутствуют. Однако указанный стандарт [1], а также другие литературные источники [2–4], широко используемые при курсовом проектировании, приводят формулы с разными единицами одинаковых физических величин, в результате чего не соблюдаются правила независимости расчетных формул от системы единиц физических величин. По этой причине профессор М.Н.Иванов [5] считает, что такие расчетные зависимости нецелесообразно использовать в учебном процессе. Основываясь на рекомендациях [5], на кафедре технической эксплуатации автомобилей УО «БрГТУ» была разработана методика упрощенного расчета передач зацеплением [6] и соответствующее программное обеспечение, что позволяет студентам более глубоко уяснить сущность выполняемых расчетов и лучше изучить методику расчета зубчатых и червячных передач, работающих в закрытых корпусах.

**Эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи.** Проектный расчет данных передач ГОСТ 21354-87 [1] рекомендует начинать с ориентировочного определения диаметра начальной окру-

ности шестерни  $d_{w1}$  (мм) или межосевого расстояния  $a_w$  (мм):

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} (u-1) / (\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u)}, \quad (1)$$

$$a_{w1} = K_a (u+1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2)}, \quad (2)$$

где  $K_d$  и  $K_a$  вспомогательные коэффициенты: для прямозубых передач  $K_d = 770$ ,  $K_a = 495$ ; для косозубых и шевронных передач  $K_d = 675$ ,  $K_a = 430$ ;  $T_2$  – вращающий момент на колесе рассчитываемой зубчатой пары, Н·м;  $K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки;  $u$  – передаточное число;  $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$ ,  $\psi_{ba} = b_w / a_w$ , коэффициент рабочей ширины передачи  $b_w$  относительно соответственно межосевого расстояния  $a_w$  или начального диаметра шестерни  $d_{w1}$ ;  $[\sigma_H]$  – допускаемые контактные напряжения для зубчатой пары в сборе, МПа.

В формулах (1) и (2) разные единицы физических величин:  $T_2$  в Н·м,  $d_{w1}$  и  $a_w$  – в мм,  $[\sigma_H]$  – в МПа.

По нашему мнению, с методической точки зрения при учебном проектировании не следует в расчетных зависимостях на прочность для передач зацеплением выносить из-под знака радикала приведен-

**Санюкевич Федор Михайлович**, к.т.н., доцент, профессор кафедры технической эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

**Монтик Сергей Владимирович**, к. т. н., доцент, заведующий кафедрой технической эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

**Волощук Антон Анатольевич**, ассистент кафедры технической эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.