

УДК 631.363.5

**П. Ю. Крупенин<sup>1</sup>**, кандидат технических наук, доцент,**А. В. Китун<sup>2</sup>**, доктор технических наук, профессор<sup>1</sup>Учреждение образования «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия», ул. Мичурина, 5, 213407 Горки, Республика Беларусь, pavel@krupenin.com<sup>2</sup>Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», пр-т Независимости, 99, 220023 Минск, Республика Беларусь, ktmg@batu.edu.by

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РОТОРА САМОВСАСЫВАЮЩЕГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Гидродинамические аппараты роторного типа являются эффективным устройством для комплексного воздействия на обрабатываемую среду. Данные устройства применяются для измельчения различных материалов в жидкости, приготовления высокодисперсных суспензий и эмульсий, интенсификации массообменных процессов, гомогенизации и обеззараживания жидкостей.

Перспективным вариантом конструктивного исполнения гидродинамического аппарата роторного типа является использование самовсасывающей схемы, предполагающей установку лопастей во внутренней полости ротора, что позволит отказаться от использования вспомогательного насосного оборудования, а это снизит энерго- и материалоемкость технологической установки для гидроимпульсной обработки кормов. На величину потерь энергии при течении жидкости в гидравлическом тракте аппарата влияют не только размеры, но и форма межлопастных и периферийных каналов ротора.

В статье описаны теоретические исследования, результатом которых являются аналитические выражения, позволяющие описать геометрический профиль проточной части ротора самовсасывающего гидродинамического аппарата.

**Ключевые слова:** гидродинамический аппарат; роторно-импульсный аппарат; приготовление кормов; кавитация; аналитическая геометрия.

Рис. 5. Библиогр.: 12 назв.

**P. Y. Krupenin<sup>1</sup>**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor,**A. V. Kitun<sup>2</sup>**, DSc in Technical Sciences, Professor<sup>1</sup>Belarusian State Agricultural Academy,

5 Michurina Str., 213407 Horki, the Republic of Belarus, pavel@krupenin.com

<sup>2</sup>Belarusian State Agrarian Technical University,

99 Nezalezhnosti Ave., 220023 Minsk, the Republic of Belarus, ktmg@batu.edu.by

## ANALYTICAL DESCRIPTION OF THE GEOMETRIC PROFILE OF THE ROTOR FLOWING PART OF A SELF-PRIMING HYDRODYNAMIC APPARATUS

Rotary hydrodynamic devices are effective devices for complex treatment of the medium being processed. These devices are used for grinding various materials in liquids, preparing highly dispersed suspensions and emulsions, intensifying mass transfer processes, and homogenizing and disinfecting liquids.

A promising design option for a rotary hydrodynamic device is the use of a self-priming system, which involves installing blades within the rotor cavity. This eliminates the need for auxiliary pumping equipment, thereby reducing the energy and material consumption of the hydropulse treatment system for feed. Energy losses during fluid flow in the device's hydraulic circuit are influenced not only by the size but also by the shape of the rotor's interblade and peripheral channels.

This article describes theoretical studies that resulted in analytical expressions that allow to describe the geometric profile of the rotor flowing part of a self-priming hydrodynamic device.

**Key words:** hydrodynamic apparatus; rotary-pulse apparatus; feed preparation; cavitation; analytical geometry.

Fig. 5. Ref.: 12 titles.

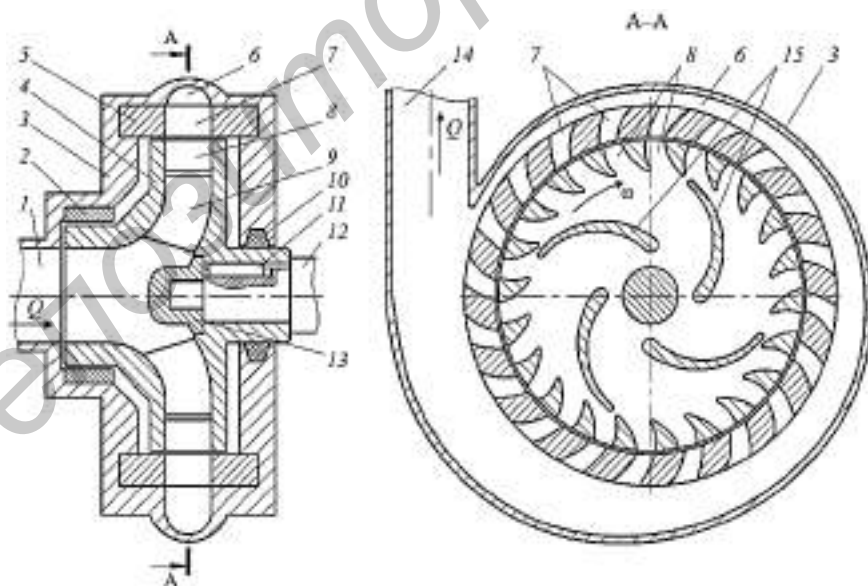
**Введение.** Гидродинамические аппараты роторного типа являются эффективным устройством для комплексного воздействия на обрабатываемую среду. Данные устройства применяются для измельчения различных материалов в жидкости, приготовления высоко-

дисперсных суспензий и эмульсий, интенсификации массообменных процессов, гомогенизации и обеззараживания жидкостей [1]. Вышеперечисленные свойства гидродинамических аппаратов могут быть использованы в сельском хозяйстве для приготовления высокодисперсных кормов и кормовых добавок, пастеризации молочного корма для телят, подготовки субстратов для биогазовых комплексов, производства органических и комплексных удобрений [2; 3].

Импульсный, сопровождаемый кавитационными эффектами характер движения жидкой среды в комплексе с режуще-стирающим воздействием рабочих элементов роторно-импульсного аппарата на частицы твердой фазы суспензии обеспечивают комплексную обработку материала, включающую в себя факторы механического, гидроимпульсного и кавитационного воздействий. Существует несколько методик расчета параметров роторно-импульсного аппарата для интенсификации одного или нескольких из перечисленных воздействий на обрабатываемый материал [4—6], однако для применения любой из них необходимо знать закономерности движения жидкости или суспензии по каналам ротора и статора.

**Методология и методы исследования.** Перспективным вариантом конструктивного исполнения гидродинамического аппарата роторного типа является использование самовсасывающей схемы, предполагающей установку лопастей 15 (рисунок 1) во внутренней полости ротора 4, что позволит отказаться от использования вспомогательного насосного оборудования, а это снизит энерго- и материалоемкость технологической установки для гидроимпульсной обработки кормов [7; 8].

Повышение эффективности гидроимпульсной обработки корма и сокращение производительных затрат энергии может быть обеспечено плавным изменением скаляра и направления относительной скорости движения жидкости в проточном тракте аппарата посредством согласования кинематических параметров потока при прохождении им границ «межлопастной канал — периферийный канал» и «канал ротора — канал статора».



1 — входной патрубок; 2 — кольцо; 3 — корпус; 4 — ротор; 5 — статор; 6 — камера статора (отвод); 7 — каналы статора; 8 — периферийные каналы ротора; 9 — межлопастные каналы; 10 — уплотнение; 11 — шпонка; 12 — вал; 13 — гайка; 14 — выходной патрубок; 15 — лопасти

**Рисунок 1.** — Конструктивно-технологическая схема самовсасывающего гидродинамического аппарата

На величину гидравлических потерь энергии при течении жидкости в гидравлическом тракте аппарата влияют не только размеры, но и форма межлопастных 9 и периферийных 8 каналов ротора, следовательно, необходимо установить зависимости, позволяющие аналитически описать криволинейную форму элементов проточной части аппарата [9; 10].

**Результаты исследования и их обсуждение.** Для аналитического описания геометрических характеристик проточной части ротора построим средние линии профиля лопастей 15, проходящие через центры вписанных в профиль лопасти окружностей [11]. В целях описания средней линии профиля лопасти с помощью математической функции примем на линии лопасти  $C_1D_1$  (рисунок 2) произвольную точку  $A_1$  и обозначим ее координаты в полярной системе координат как  $(r; \varphi)$ . Произведем малое приращение угла  $d\varphi$  и соответствующее ему приращение радиуса  $dr$ , в результате чего получим точку  $A'_1(r + dr; \varphi + d\varphi)$  и составим уравнение малых приращений:

$$d\varphi = \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta_{\text{л}}(r)}; r_1 \leq r \leq r_2, \tag{1}$$

где  $r$  — радиус ротора (координата полярного радиуса), м;  
 $\beta_{\text{л}}(r)$  — функция угла наклона средней линии профиля лопасти  $\beta_{\text{л}}$  от радиуса  $r$ , рад;  
 $r_1, r_2$  — начальный и конечный радиусы лопастной части ротора соответственно, м.  
 Функцию средней линии профиля лопасти  $C_1D_1$  получим интегрированием выражения (1):

$$\varphi_{\text{л}1}(r) = \int_{r_1}^r \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta_{\text{л}}(r)} dr; r_1 \leq r \leq r_2. \tag{2}$$

Ввиду того, что линия профиля  $C_2D_2$  следующей лопасти ротора смещена относительно  $C_1D_1$  на угловую величину  $\Delta\varphi_{\text{л}} = 2\pi / z_{\text{л}}$ , выражение (2) можно представить в универсальном, соответствующем любой лопасти ротора виде:

$$\varphi_{\text{л}i}(r) = \int_{r_1}^r \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta_{\text{л}}(r)} dr + \frac{2\pi}{z_{\text{л}}}(i_{\text{л}} - 1); r_1 \leq r \leq r_2, \tag{3}$$

где  $z_{\text{л}}$  — число лопастей ротора;  
 $i_{\text{л}}$  — порядковый номер лопасти ротора,  $i_{\text{л}} = 1, 2, 3, \dots, z_{\text{л}}$ .

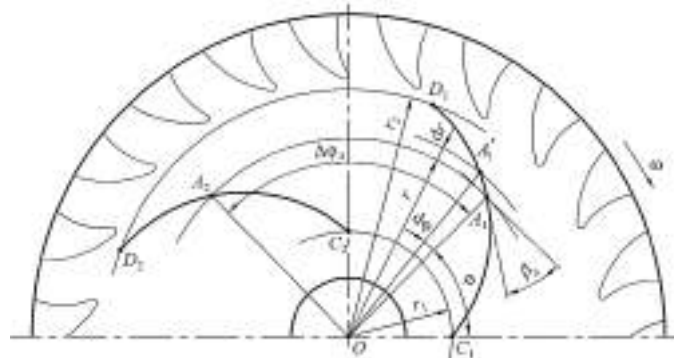


Рисунок 2. — Схема к получению функций средних линий профиля лопастей

Входящую в состав формулы (3) функцию  $\beta_n(r) = f(r, \beta_{n1}, \beta_{n2})$  в теории лопастных насосов [11] допускается представлять в виде линейной или параболической зависимости. В первом случае функция  $\beta_n(r)$  запишется следующим образом:

$$\beta_n(r) = \beta_{n1} + \frac{\beta_{n2} - \beta_{n1}}{r_2 - r_1}(r - r_1); r_1 \leq r \leq r_2,$$

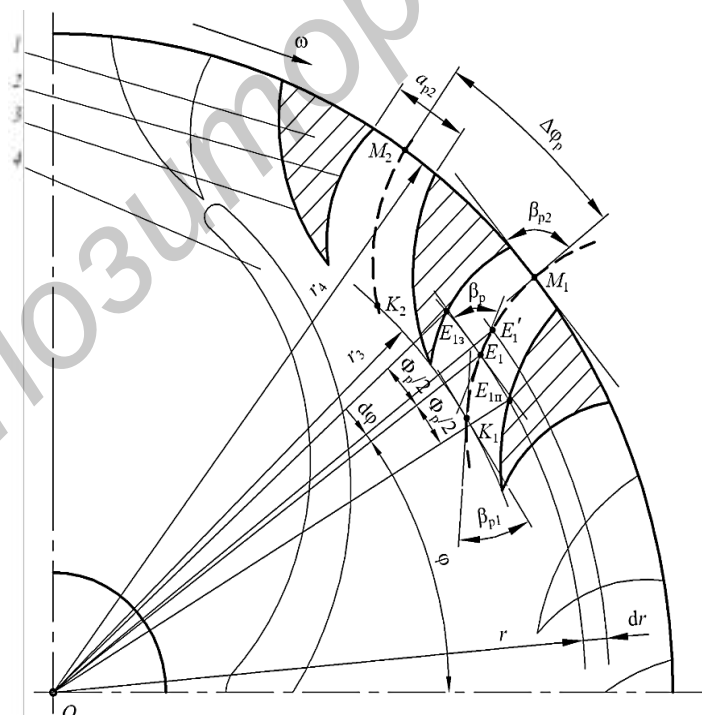
где  $\beta_{n1}, \beta_{n2}$  — углы наклона средней линии профиля лопасти на входе в межлопастной канал и на выходе из него соответственно, рад.

Для описания функциями образующих поверхностей каналов ротора рассмотрим его среднюю линию  $K_1M_1$  (рисунок 3). Выполним малое приращение лежащей на ней точки  $E_1(r; \varphi)$  в точку  $E_1'(r + dr; \varphi + d\varphi)$  и составим его уравнение:

$$d\varphi = \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta_p(r)}; r_3 \leq r \leq r_4, \quad (4)$$

где  $\beta_p(r)$  — функция изменения угла наклона средней линии канала  $\beta_p$  от радиуса  $r$ , рад;  
 $r_3, r_4$  — начальный и конечный радиусы каналов ротора соответственно, м.  
 Функцию средней линии канала  $K_1M_1$  получим интегрированием выражения (4):

$$\varphi_{p1}(r) = \int_{r_3}^r \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta_p(r)} dr; r_3 \leq r \leq r_4. \quad (5)$$



1 — лопатка; 2 — задняя поверхность; 3 — передняя поверхность;  
 4 — лопасть

**Рисунок 3. — Схема к получению функций образующих поверхностей каналов ротора**

Ввиду того, что средняя линия  $K_2M_2$  соседнего канала ротора смещена относительно  $K_1M_1$  на угловую величину  $\Delta\varphi_p = 2\pi / z_p$ , выражение (5) можно представить в универсальном, подходящем для любого канала ротора виде:

$$\varphi_{pi_p}(r) = \int_{r_3}^r \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta_p(r)} dr + \frac{2\pi}{z_p}(i_p - 1); r_3 \leq r \leq r_4,$$

где  $z_p$  — число каналов ротора;

$i_p$  — порядковый номер канала ротора,  $i_p = 1, 2, 3, \dots, z_p$ .

Функцию угла наклона средней линии канала  $\beta_p(r)$  по аналогии с лопастной частью ротора представим в виде линейного закона изменения угла  $\beta_p$  от входного (начального) значения  $\beta_{p1}$  до выходного (конечного)  $\beta_{p2}$ :

$$\beta_p(r) = \beta_{p1} + \frac{\beta_{p2} - \beta_{p1}}{r_4 - r_3}(r - r_3); r_3 \leq r \leq r_4,$$

где  $\beta_{p1}, \beta_{p2}$  — угол наклона средней линии канала на входе в канал (радиус  $r = r_3$ ) и выходе из него ( $r = r_4$ ) соответственно, рад.

Рассмотрим точки  $E_{1п}$  и  $E_{1з}$  (см. рисунок 3), лежащие, соответственно, на образующих линиях передней 3 и задней 2 поверхностей канала ротора и имеющие одинаковые с точкой  $E_1$  на средней линии канала радиальные координаты. Поскольку линия  $K_1M_1$  является средней линией канала, то угловые координаты точек на поверхности его стенок  $E_{1п}$  и  $E_{1з}$  будут смещены относительно точки  $E_1$  на половину угла  $\Phi_p$  между радиусами-векторами, проведенными к данным точкам из центра  $O$ . С учетом вышеописанного функции образующих линий передней  $\varphi_{pни}(r)$  и задней  $\varphi_{pзи}(r)$  поверхностей каналов ротора можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \varphi_{pни}(r) &= \varphi_{pi_p}(r) - \frac{\Phi_p(r)}{2}; r_3 \leq r \leq r_4; \\ \varphi_{pзи}(r) &= \varphi_{pi_p}(r) + \frac{\Phi_p(r)}{2}; r_3 \leq r \leq r_4, \end{aligned}$$

где  $\Phi_p(r)$  — функция углового размера ширины проточной части канала ротора  $\Phi_p$  от радиуса  $r$ , рад.

Конструктивной особенностью каналов ротора является уменьшение в цилиндрическом сечении доли площади проточной по мере увеличения радиуса данного сечения от  $r_3$  до  $r_4$ . Для учета указанной особенности введем коэффициент стеснения потока лопатками ротора  $\psi_p$ , представляющий собой отношение суммарной площади проточных сечений каналов ротора  $S_{с.п}$  в секущей цилиндрической поверхности радиусом  $r$  к полной площади данной поверхности  $S_c$ , ограниченной внутренними плоскостями переднего и заднего дисков ротора:

$$\psi_p(r) = \frac{S_{с.п}(r)}{S_c(r)} = \frac{z_p r \Phi_p(r) b_p}{2\pi r b_p} = \frac{z_p \Phi_p(r)}{2\pi}; r_3 \leq r \leq r_4, \quad (6)$$

где  $S_{с.п}(r)$  — функция суммарной площади проточных сечений каналов ротора в секущей цилиндрической поверхности радиусом  $r$ ,  $m^2$ ;

$S_c(r)$  — функция полной площади цилиндрической поверхности радиусом  $r$ , ограниченной дисками ротора,  $m^2$ ;

$b_p$  — высота канала ротора, м.

Значение функции  $\psi_p(r)$  уменьшается от  $\psi_{p1} = 1$  на входе в канал ( $r = r_3$ ) до некоторого минимального значения  $\psi_{p2}$  на выходе из канала ( $r = r_4$ ). Для определения значения коэффициента  $\psi_{p2}$  запишем уравнение, связывающее линейный  $a_{p2}$  и угловой  $\Phi_{p2}$  размеры ширины выходного сечения канала ротора:

$$a_{p2} = 2r_4 \sin \frac{\Phi_{p2}}{2}, \quad (7)$$

где  $a_{p2}$  — ширина выходного сечения канала ротора, м;

$\Phi_{p2}$  — угловой размер ширины выходного сечения канала ротора, рад.

Выразив из (7) угловой размер  $\Phi_{p2}$  и подставив его в качестве значения функции  $\Phi_p(r)$  в формулу (6), получим зависимость для определения коэффициента стеснения потока жидкости на выходе из каналов ротора  $\psi_{p2}$ :

$$\psi_{p2} = \frac{z_p \arcsin \frac{a_{p2}}{2r_4}}{\pi}.$$

Зная значения коэффициента стеснения потока на входе в канал ротора  $\psi_{p1}$  и на выходе из канала  $\psi_{p2}$ , а также при допущении, что изменение значений коэффициента  $\psi_p$  от  $\psi_{p1}$  до  $\psi_{p2}$  в зависимости от радиуса  $r$  подчиняется линейному закону, получим функцию

$$\psi_p(r) = \psi_{p1} + \frac{\psi_{p2} - \psi_{p1}}{r_4 - r_3} (r - r_3); \quad r_3 \leq r \leq r_4. \quad (8)$$

Выполним подстановку функции  $\psi_p(r)$  из формулы (8) в уравнение (6):

$$\psi_{p1} + \frac{\psi_{p2} - \psi_{p1}}{r_4 - r_3} (r - r_3) = \frac{z_p \Phi_p(r)}{2\pi},$$

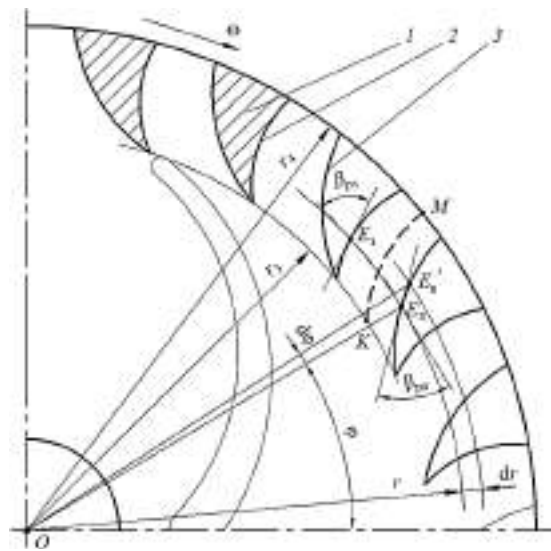
решим его относительно функции  $\Phi_p(r)$ :

$$\Phi_p(r) = \frac{2\pi}{z_p} \left[ \psi_{p1} + \frac{\psi_{p2} - \psi_{p1}}{r_4 - r_3} (r - r_3) \right]; \quad r_3 \leq r \leq r_4.$$

Геометрической особенностью канала ротора является его асимметричность относительно средней линии  $KM$  (рисунок 4), вследствие чего профили его передней  $3$  и задней  $1$  поверхностей различаются, а углы наклона  $\beta_{pn}$  и  $\beta_{pz}$  их образующих линий в равноудаленных от центра  $O$  точках  $E_n$  и  $E_3$  не равны между собой. Для определения угла наклона образующей передней поверхности  $\beta_{pn}$  составим его уравнение малых приращений лежащей на ней точки  $E_{n1}(r; \varphi)$  в точку  $E_{n1}'(r + dr; \varphi + d\varphi)$ :

$$d\varphi = \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta_{pn}(r)}, \quad r_3 \leq r \leq r_4, \quad (9)$$

где  $\beta_{pn}(r)$  — функция изменения угла наклона образующей передней поверхности канала, рад.



1 — лопатка; 2 — задняя поверхность; 3 — передняя поверхность

**Рисунок 4. — Определение углов наклона поверхностей каналов ротора**

Решим уравнение (9) относительно функции  $\beta_{pn}(r)$ :

$$\beta_{pn}(r) = \operatorname{arctg} \left( r \frac{d\varphi_{pn1}}{dr} \right)^{-1} = \operatorname{arctg} \frac{1}{r\varphi'_{pn1}(r)}, \quad r_3 \leq r \leq r_4, \quad (10)$$

где  $\varphi'_{pn1}(r)$  — производная функции образующей линии передней поверхности канала, рад / м.

Ввиду возможности изменения знака у производной  $\varphi'_{pn1}(r)$  и, как следствие, попадания в область значений функции  $\beta_{pn}(r)$  асимптоты тангенса ( $\pi / 2$ ) выражение (10) следует дополнить следующим условием:

$$\beta_{pn}(r) = \begin{cases} \operatorname{arctg} \frac{1}{r\varphi'_{pn1}(r)}, & \varphi'_{pn1}(r) \geq 0; \\ \operatorname{arctg} \frac{1}{r\varphi'_{pn1}(r)} + \pi, & \varphi'_{pn1}(r) < 0. \end{cases}$$

Выполнив аналогичные действия относительно задней поверхности 2 канала, получим функцию  $\beta_{pz}(r)$ , определяющую угол наклона ее образующей линии от координаты радиуса ротора  $r$ :

$$\beta_{pz}(r) = \begin{cases} \operatorname{arctg} \frac{1}{r\varphi'_{pz1}(r)}, & \varphi'_{pz1}(r) \geq 0; \\ \operatorname{arctg} \frac{1}{r\varphi'_{pz1}(r)} + \pi, & \varphi'_{pz1}(r) < 0, \end{cases}$$

где  $\varphi'_{pz1}(r)$  — производная функции образующей линии задней поверхности канала, рад / м.

На рисунке 5 показаны графики функций углов наклона осевой линии канала  $\beta_p(r)$  и образующих его передней  $\beta_{рп}(r)$  и задней  $\beta_{рз}(r)$  поверхностей при входном угле  $\beta_{р1} = 0,267$  рад и выходном  $\beta_{р2} = 1,571$  рад. Из графиков следует, что на протяжении всего канала ротора угол наклона его задней поверхности  $\beta_{рз}$  превышает угол наклона передней поверхности  $\beta_{рп}$ : на входе в канал угол  $\beta_{рз}$  превышает  $\beta_{рп}$  в 1,3 раза, на выходе — в 2,2 раза.

Поскольку в последующих исследованиях потребуется определять геометрические параметры элементов проточной части ротора, выполним перенос описывающих их функций  $\varphi_{ли_n}(r)$ ,  $\varphi_{рп_i}(r)$ ,  $\varphi_{рпii_n}(r)$  и  $\varphi_{рзi_n}(r)$  из полярной системы координат в прямоугольную [12] с получением параметрически заданных функций:

– средняя линия профиля лопасти

$$x_{ли_n}(r) = r \cos(\varphi_{ли_n}(r)); \quad y_{ли_n}(r) = r \sin(\varphi_{ли_n}(r)); \quad r_1 \leq r \leq r_2;$$

– средняя линия канала ротора

$$x_{рi_n}(r) = r \cos(\varphi_{рi_n}(r)); \quad y_{рi_n}(r) = r \sin(\varphi_{рi_n}(r)); \quad r_3 \leq r \leq r_4;$$

– образующая линия передней поверхности канала ротора

$$x_{рпii_n}(r) = r \cos(\varphi_{рпii_n}(r)); \quad y_{рпii_n}(r) = r \sin(\varphi_{рпii_n}(r)); \quad r_3 \leq r \leq r_4;$$

– образующая линия задней поверхности канала ротора

$$x_{рзi_n}(r) = r \cos(\varphi_{рзi_n}(r)); \quad y_{рзi_n}(r) = r \sin(\varphi_{рзi_n}(r)); \quad r_3 \leq r \leq r_4.$$

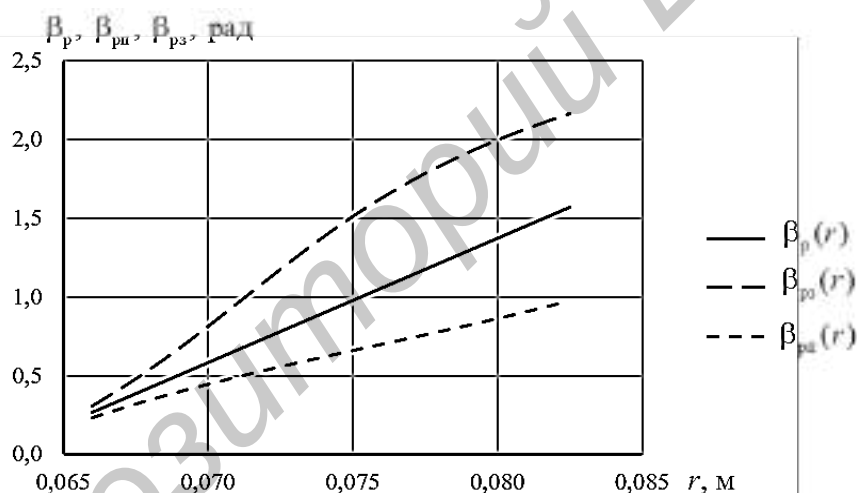


Рисунок 5. — Зависимость углов наклона осевой линии  $\beta_p$ , передней  $\beta_{рп}$  и задней  $\beta_{рз}$  поверхностей канала ротора от радиуса  $r$

**Заключение.** Описание профиля проточной части ротора с помощью математических функций позволило установить, что углы наклона средней линии профиля лопасти ( $\beta_{л1}$ ,  $\beta_{л2}$ ) и осевой линии канала ( $\beta_{р1}$ ,  $\beta_{р2}$ ) оказывают существенное влияние на геометрию межлопастных и рабочих каналов ротора: от углов  $\beta_{л1}$ ,  $\beta_{л2}$  зависит длина и угол раскрытия диффузора межлопастных каналов, от угла  $\beta_{р1}$ ,  $\beta_{р2}$  — длина, средний радиус поворота и угол раскрытия конфузора рабочих каналов ротора. Перечисленные геометрические параметры элементов ротора определяют гидравлическое сопротивление его проточной части, в связи с чем необходимо получить зависимости, устанавливающие связь между углами  $\beta_{л1}$ ,  $\beta_{л2}$ ,  $\beta_{р1}$ ,  $\beta_{р2}$  и показателями эффективности работы гидродинамического аппарата (интенсивность технологических воздействий на обрабатываемый материал, производительность, удельная энергоёмкость и т. п.).

## Список цитируемых источников

1. *Промтов, М. А.* Машины и аппараты с импульсными энергетическими воздействиями на обрабатываемые вещества / М. А. Промтов. — М. : Машиностроение-1, 2004. — 136 с.
2. *Червяков, А. В.* Диспергирование плющеного зерна кукурузы / А. В. Червяков, П. Ю. Крупенин // Комбикорма. — 2009. — № 5. — С. 36—37.
3. *Кулик, А. М.* Биохимические предпосылки совершенствования технологий получения гуминовых кислот / А. М. Кулик, П. Ю. Крупенин // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения : сб. науч. работ. — Брянск : Изд-во Брян. ГАУ, 2022. — Вып. 1 (21). — С. 117—122.
4. *Промтов, М. А.* Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика / М. А. Промтов. — М. : Машиностроение-1, 2001. — 247 с.
5. *Балабудкин, М. А.* Роторно-пульсационные аппараты в химико-фармацевтической промышленности / М. А. Балабудкин. — Л. : Химия, 1983. — 160 с.
6. *Червяков, А. В.* Оптимизация параметров роторно-импульсного кавитационного аппарата для интенсификации диспергирования кормовых смесей / А. В. Червяков, П. Ю. Крупенин // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. — 2014. — № 2. — С. 194—198.
7. *Балабышко, А. М.* Гидромеханическое диспергирование / А. М. Балабышко, А. И. Зимин, В. П. Ружицкий. — М. : Наука, 1998. — 332 с.
8. *Пашко, П. Б.* Обоснование параметров диспергатора с модуляцией потока для подготовки рабочих жидкостей механизированных крепей : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Пашко Павел Борисович ; Тверской гос. техн. ун-т. — Тверь, 2022. — 145 л.
9. *Ломакин, А. А.* Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. — М. : Машиностроение, 1966. — 364 с.
10. *Schröder, V.* Strömungsmaschinen / V. Schröder. — Königsbrunn, 2012. — 295 p.
11. *Кабанов, В. И.* Гидропневматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи / В. И. Кабанов. — Мн. : Высш. шк., 1989. — 183 с.
12. *Выгодский, М. Я.* Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. — М. : АСТ, 2006. — 991 с.

Поступила в редакцию 09.04.2026.