

УДК 621.69.001

СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ С РЕЦИКЛОМ

А. П. КУЛАК*, В. И. КОРОБОВ**, А. Б. ШЕСТОЗУБ*

* Днепродзержинский государственный технический университет
51918, г. Днепродзержинск, ул. Днепростроевская, 2** Институт гидромеханики НАН Украины, Киев
03680 Киев – 180, МСП, ул. Желябова, 8/4
vita.korobov@mail.com

Получено 23.06.2012

В одномерной постановке решена осесимметричная задача влияния рециркуляции потока в струйном насосе (СН). Часть потока, прокачиваемого через СН, отсасывается через узкие поперечные щели в стенке выходного диффузора и подается обратно на вход цилиндрической камеры смешения (КС). Обратное течение создается с помощью дополнительного вакуумного насоса. Указанная схема СН сравнивается с вариантом СН, в котором реализовано самоотсасывание через широкую щель на кромке ступеньки в области внезапного расширения потока на выходе из КС. Показано, что рециркуляция существенно увеличивает эффективность струйных насосов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: струйный насос, цилиндрическая камера смешения, рециркуляция

У одновимірній постановці вирішено вісесиметричну задачу впливу рециркуляції потоку в струменевому насосі (СН). Частина потоку, що прокачується через СН, відсмоктується через вузькі поперечні щілини в стінці вихідного дифузора і подається знову на вхід до циліндричної камери змішування (КС). Зворотна течія створюється за допомогою додаткового вакуумного насоса. Вказана схема СН порівнюється із варіантом СН, в якому реалізоване самовідсмоктування через широку щілину на кромці сходинок в зоні раптового розширення потоку на виході із КС. Показано, що рециркуляція суттєво збільшує ефективність струменевих насосів.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: струменевий насос, циліндрична камера змішування, рециркуляція

In a 1D formulation the problem on the influence of the flow recirculation in a jet pump (JP) has been solved. A part of the flow pumped through the pump is sucked through narrow crosswise slits in the wall of outlet diffuser and fed back to the inlet of the cylinder mixing chamber (MC). A backflow is created due to an additional vacuum pump. The described design of JP is compared with a JP with self-suction through a wide slit on the edge of a bump in the domain of abrupt widening of flow on the MC outlet. It has been shown that recirculation essentially increases the effectiveness of jet pumps.

KEY WORDS: jet pump, cylinder mixing chamber, recirculation

ВВЕДЕНИЕ

Струйные насосы (СН) применяются в различных отраслях техники: от гидро- и теплоэнергетики, газодобычи, до химических и авиационных технологий [1]. Их преимуществом является простота конструкции и надежность работы. К недостаткам следует отнести относительно невысокий КПД (почти в два раза ниже, чем у центробежных насосов). Это объясняется существенными потерями энергии при смешении разноскоростных первичного и вторичного потоков в камере смешения, трении о стенки, а также на вихреобразование при расширении и торможении потока на выходе из СН (в диффузоре) [2, 3]. Влиять на величину потерь смешения практически невозможно. В то же время, для уменьшения потерь в диффузорах разработано несколько способов, наиболее эффективными из которых признано вдув в зону отрыва или отсос пограничного слоя для снижения влияния вязкости [4, 5].

В зоне входа вторичного (подсасываемого) потока в цилиндрическую камеру смешения (КС), в ее начальном сечении наблюдается значительное падение статического давления [1, 6, 7], которое создается впрыском из сопла высокоскоростной струи (за счет энергии первичного потока). Поэтому для повышения КПД СН в патенте [8] предложена схема струйного насоса с рециклом (СНР), в котором часть потока из диффузора самоотсасывается через перфорированные стенки в обратный кольцевой канал и вновь подается на вход цилиндрической КС (рис. 1, а). Отсос снижает потери в диффузоре, а вдув по ходу вторичного потока повышает суммарный импульс входящих потоков.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

При разработке инженерной методики расчета СНР, по аналогии с методом расчета СН других авторов [1–3, 7, 9], применен одномерный анализ

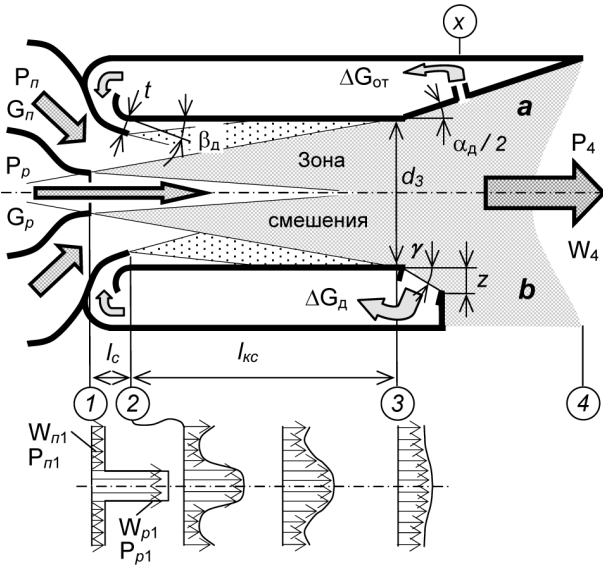


Рис. 1. Схема течения в струйном насосе (эжекторе) с рециркуляцией потока

с осреднением скоростей W и давлений P по соответствующим площадям f в сечениях 1–4. Рабочий (первичный) поток, выбрасываемый с большей скоростью из сопла, обозначается индексом "р", а подсосываемый (вторичный) поток из приемной камеры – индексом "н". Цифры после этих индексов означают номер сечения. Часть потока с весовым расходом ΔG_{om} из предотрывного сечения x диффузора отсасывается и самотеком подается в сечение 2 через поперечную щель шириной t . Жидкость несжимаемая, плотности $\rho_p = \rho_n = \rho$, $\Delta G_{om} = \Delta G_{\partial}$. Тогда, как и раньше [1], уравнение сохранения количества движения с учетом добавочного расхода ΔG_{∂} жидкости между сечениями 1 и 3 запишем в виде:

$$G_p W_{p1} + G_n W_{n1} + G_{\partial} W_{\partial} \cos \beta_{\partial} - M G_3 W_3 =$$

$$= P_3 f_3 + \int_1^2 P_n df - P_{p1} f_{p1} - P_{n1} (f_{n1} - f_{p1}) + h_T f_3, \quad (1)$$

где β_{∂} – угол подачи дополнительного расхода; M – коэффициент коррекции, учитывающий неравномерность поля скоростей; $h_T \approx 0.5 \xi \rho W_3^2$ – потери на трение и смешение по длине КС.

Влияние конфузورного переходника на подсосываемый поток оценивается, как и в работе [1], с учетом линейности функции падения давления на его внутренней стенке:

$$\int_1^2 P_n df \approx 0.5 (P_{n1} + P_{n2}) (f_{n1} - f_{n2}). \quad (2)$$

Из уравнений неразрывности находим расходы первичного (рабочего) потока $G_p \approx \rho f_{p1} W_{p1}$ и подсосываемого (вторичного) потока $G_n \approx \rho (f_{n1} - \bar{\delta} f_{p1}) W_{n1}$, $G_3 = G_p + G_n + \Delta G_{\partial}$.

Вводим обозначения: $G_n/G_p = q$; $\Delta G_{\partial}/G_p = q_{\partial}$. Тогда $G_3/G_p = 1 + q + q_{\partial} = q_3$.

После преобразования правой части выражения (1) и деления обеих частей на $G_p \cdot W_{p1}$, а также подстановки соотношений $f_{n1}/f_{p1} = \bar{f}_{n1}$; $f_3/f_{p1} = (d_3/d_{p1})^2 = \bar{f}$; $t/d_3 = \bar{t}$; $W_{n1}/W_{p1} = q/(f_{n1} - \bar{\delta})$; $W_3/W_{p1} = (1 + q + q_{\partial})/\bar{f}$; $W_{\partial}/W_{p1} \approx q_{\partial}/4 \bar{t} \bar{f}$; $W_{p1}^2 = 2\varphi_c^2 (P_p - P_{p1})/\rho$ исходное уравнение (1) приводится к виду:

$$\frac{2\varphi_c^2}{\bar{f}} \left[1 + \frac{q^2}{\bar{f}_{n1} - \bar{\delta}} + \frac{q_{\partial}^2 \cos^2 \beta_{\partial}}{4 \bar{t} \bar{f}} - \frac{q_3^2 (2M + \xi)}{2 \bar{f}} \right] =$$

$$= \frac{P_3 - P_{n1}}{P_p - P_{p1}} + \frac{\bar{\delta} (P_{n1} - P_{p1})}{\bar{f} (P_p - P_{p1})} - \frac{(P_{n1} - P_{n2}) (\bar{f}_{n1}/\bar{f} - 1)}{2 (P_p - P_{p1})}. \quad (3)$$

Здесь $\bar{\delta} \geq 1.0$ – относительная площадь сопла с учетом толщины кромки; φ_c – коэффициент потерь сопла.

Чтобы определить давление P_4 в конце диффузора при отсасывании части расхода $\Delta G_{om} = \rho \cdot \Delta Q_{om}$ по его длине вплоть до некоторого сечения площадью f_x , запишем соответствующее уравнение сохранения энергии для потока с отбором части расхода dQ [10]:

$$P_3 = P_4 - \frac{\rho W_3^2 \varphi_{\partial}}{2} + \frac{\rho W_4^2}{2} - \rho \int_3^x \frac{(1 - \Theta_x) W_x dQ_{om}}{f_x}, \quad (4)$$

где $\Theta_x = W_{om} \cdot \cos \beta / W_x$ (при перпендикулярном отсосе $\cos \beta$ и Θ_x равны 0). Принимая, что весь отсос осуществляется в одном сечении $f_x = i \cdot f_3$ ($i \geq 1.0$) через одну или несколько узких поперечных щелей, и проведя соответствующие преобразования ($n_{\partial} = f_4/f_3$; $W_4/W_3 = 1/n_{\partial}$), получим зависимость:

$$\frac{P_3}{P_p - P_{p1}} = \frac{P_4}{P_p - P_{p1}} +$$

$$+ \frac{\varphi_c^2}{\bar{f}^2} \left[\frac{q_3^2}{n_{\partial}^2} - \varphi_{\partial} q_3^2 - \frac{2q_{om} (1 - \Theta_x) q_3}{i^2} \right].$$

После подстановки ее в выражение (3) с учетом того, что коэффициент расхода СН μ_H определяется [1–3] соотношением $P_p - P_{p1} = \mu_H^2 (P_p - P_n)$, и

принимая $\varphi_c \mu_H = \mu$, окончательно уравнение характеристики струйного насоса с рециркулирующей при самоотсасывании запишем в виде:

$$h = \frac{P_4 - P_n}{P_p - P_n} = \frac{2\mu^2}{\bar{f}} \left[1 + \frac{q^2}{fB} + \frac{q_\partial^2 \cos \beta_\partial}{4\bar{t}\bar{f}} + \frac{q_3 q_{om}(1 - \Theta_x)}{i^2 \bar{f}} - \frac{q_3^2 A}{2\bar{f}} + \frac{C_{p_2}(\bar{f}_{n_1}/\bar{f} - 1)\bar{f}}{4} - \frac{\bar{\delta} C_{p_1}}{2} \right]. \quad (5)$$

Здесь $A = 2M + \xi - (\varphi_\partial - 1/n_\partial^2)$; φ_∂ – коэффициент восстановления давления в диффузоре, $\varphi_\partial = 1 - \xi_\partial$, ξ_∂ – коэффициент потерь давления в диффузоре; $B = (\bar{f}_{n_1} - \bar{\delta})/\bar{f}$; коэффициент C_{p_2} представляет собой падение давления в начальном сечении 2 цилиндрической КС $C_{p_2} = 2(P_n - P_{n_2})/\rho W_{p_1}^2$, а C_{p_1} характеризует перепад давления в сечении 1 между внутренней границей пассивного потока и рабочей струей, истекающей из сопла: $C_{p_1} \approx 2(P_{n_1} - P_{p_1})/\rho W_{p_1}^2$. При оптимальном расстоянии сопла l_c от камеры смешения давление P_n обычно несколько больше P_{n_1} .

2. РАСЧЕТ СНР

Как следует из выражения (5), прирост напора h в СНР прямо зависит от величины отсасываемого и дополнительно подаваемого расхода $q_{om} = q_\partial$ и связанного с ним увеличения коэффициента φ_∂ [4] и обратно пропорционален ширине щели \bar{t} при подаче дополнительного расхода. Определенное влияние оказывает также величина C_{p_2} . Изменение C_p по всей длине СН без отсоса (в том числе и C_{p_2}) приводится в исследовании [7]. Для каждого \bar{f} существует оптимальное отношение площадей $\bar{f}_{n_1}/\bar{f} \geq 1.2$ [9]. Коэффициент сужения конфузора B , согласно исследованиям [2], слабо зависит от загромождения \bar{f} и поэтому условно может быть принят постоянной величиной. Естественно, значения h будут увеличиваться при перпендикулярном отсосе ($\Theta_x = 0$) и параллельной подаче ($q_\partial(\cos \beta_\partial = 1.0)$).

Для определения оптимальных параметров работы СНР возьмем, как обычно ([1]), первую производную по \bar{f} в уравнении (5) и приравняем ее к нулю. После преобразований находим выражение для оптимального (индекс "0") коэффициента загромождения КС:

$$\bar{f}_0 = \frac{2 \left[\frac{q_3^2 A_0}{2} - \frac{q_0^2}{B} - \frac{q_\partial^2 \cos \beta_\partial}{4\bar{t}} - \frac{q_3 q_{om}(1 - \Theta_x)}{i^2} \right]}{1 + 0.5(C_{p_2} \cdot \bar{f}_{n_1}/2 - \bar{\delta} \cdot C_{p_1})}, \quad (6)$$

которое отличается от ранее полученного для обычного СН [1] наличием знаменателя, учитывающего перепады давлений C_{p_1} и C_{p_2} . В числителе появились слагаемые, содержащие дополнительно отсос q_{om} и подачу жидкости q_∂ .

Подставив зависимость (6) в уравнение (5), получаем универсальное соотношение для любых оптимальных струйных насосов [1]:

$$\bar{f}_0 \cdot h_0 = \mu_0^2. \quad (7)$$

Обычно известны значения h_0 . Величины μ_0 при разных значениях \bar{f}_0 и числах **Re** указаны в работе [9].

Коэффициент полезного действия η при перекачивании расхода q , как и раньше, определяется общей для всех СН зависимостью [2]:

$$\eta = \frac{qh}{1-h} = \frac{q\mu^2}{\bar{f} - \mu^2}, \quad (8)$$

т.е. повышение η в СНР возможно путем увеличения параметра h или же при уменьшении \bar{f} с сохранением величины подсосываемого расхода $q = \text{const}$.

3. РАСЧЕТ СНР С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ВАКУУМНЫМ НАСОСОМ ОТСАСЫВАНИЯ (СНРВ)

Рассмотрим работу струйного насоса с дополнительным вакуум-насосом (СНРВ) при отсасывании части потока в диффузоре с углом раскрытия $\alpha_\partial = 10^\circ$.

Параметры этого струйного насоса обозначаются индексом "в".

Прежде, чем выяснять изменение значений η_{b0} для СНРВ от величины отсоса и подачи $q_{om} = q_\partial$, проанализируем влияние других параметров, входящих в выражение (6).

Коэффициент A_0 характеризует потери в КС и диффузоре, а величина этих потерь обстоятельно изучена в работах [2, 3] для обычных струйных насосов с углом диффузорности $\alpha_\partial \approx 7^\circ$, $n_\partial \approx 8$ при числах Рейнольдса $\text{Re} \geq 10^4$. Используя эти данные, можно предложить аппроксимацию $A_0(7^\circ) \approx 1.24 \bar{f}_0^{0.276}$ ($\xi_\partial \approx 0.21 / \bar{f}_0^{0.12}$ при $\text{Re} \approx 2 \cdot 10^5$).

Достаточно полные исследования влияния отсасывания турбулентного ПС в конических диффузорах с тонким ПС приведены в публикации ЦАГИ [4] для $\alpha_\partial = 10^\circ$ ($i^2 = 3.0$). В работе [11] показано, что при полностью развитом турбулентном течении на входе в диффузор потери в нем увеличиваются обычно в 1.2–1.3 раза, т.е. можно

принять зависимость

$$A_0(10^0) \approx 1.29 \bar{f}_0^{0.276} \quad (\xi_{\partial} \approx 0.265 / \bar{f}_0^{0.12}).$$

Коэффициент сужения конфузора B для большинства загромождений $\bar{f} \geq 4.0$, согласно опытам [3], принят постоянным $B \approx 1.0$. Ширина щели подачи при расчетах принималась $\bar{t} = 0.025-0.200$.

Надежных данных по определению величин коэффициентов C_{p1} и C_{p2} авторами не обнаружено. В опытах [7] приведены значения C_{p2} для $\bar{f} \approx 5.1$ и 15.3, на основании которых предложена аппроксимация $C_{p2} \approx 0.197 / \bar{f}_0^{0.21}$ при загромождениях $\bar{f} \leq 7.0$. Согласно единичным замерам для $\bar{f} \approx 6.25$ в диапазоне $P_p \approx 0.27-0.45$ МПа величина C_{p1} находится соответственно в пределах $C_{p1} \approx 0.08-0.12$ [12]. Принимаем, что значения указанных коэффициентов остаются неизменными и для СН с рециркуляцией (СНР), хотя величина C_{p2} , по-видимому, должна увеличиваться пропорционально дополнительной подаче q_{∂} .

Прежде чем переходить к подсчетам по формулам (6)–(8), необходимо убедиться в соответствии полученного соотношения (6) опытными данными [2, 3] для ряда оптимальных значений \bar{f}_0 без отсоса. Это вызвано тем, что согласно оценочным расчетам (графическое интегрирование) реакция конфузороного переходника по зависимости (2) занижена приблизительно в 1.4 раза. Поэтому во второе слагаемое знаменателя выражения (6) $C_{p2} \bar{f}_{n1} / 2$ при расчетах вводим коэффициент согласования λ , величина которого при $\bar{f}_0 \geq 1.6$ уменьшается от приблизительно 1.5 до 1.0, что подтверждается расчетами с использованием экспериментов [2, 3] (где $B \leq 1.0$) или данных работы [7], где $B \approx 2.3$ ($\bar{f}_0 \approx 5.1$).

Ранее указывалось, что повышение эффективности СН при малых $\bar{f} \leq 7.0$ зависит, в основном, от снижения потерь давления в диффузоре [2, 3, 7], величина которых для СН пропорциональна количеству отсасываемой жидкости [4]. Обычно в опытах отсос не превышает 10–15% общего расхода q_3 , причем оптимальное расположение поперечных щелей по длине диффузора зависит от толщины вытеснения турбулентного ПС и угла раскрытия α_{∂} [4, 5]. Поскольку общий расход перед отсасыванием $q_3 = 1 + q_o + q_{\partial}$, то приняв $q_{\partial} = j q_3$, получим: $q_{\partial} = j(1 + q_o) / (1 - j)$. Теперь, используя графические данные повышения $\varphi_{\partial} = f(j)$ [4], а также зависимость $\xi_{\partial} \approx 0.265 / \bar{f}^{0.12}$, можем предложить удовлетворительную аппроксимацию $\varphi_{\partial}(10^{\circ}) \approx K' + 0.43 j^{0.43}$, где $K' \approx 0.75, 0.80, 0.82$ соответственно для $\bar{f}_0 = 1.6, 4.0, 11.0$.

Проанализируем соотношение (6). При увеличении отсасывания q_{om} (и соответственно подачи q_{∂})

параметры выражения (6) могут изменяться следующим образом:

1) при неизменном загромождении $\bar{f}_{B0} = \bar{f}_0$ для разных \bar{t} появляется возможность существенного повышения подсоса $q_{B0} > q_0$;

2) при фиксации $q_{B0} = q_0$ и разных \bar{t} создаются условия некоторого уменьшения $\bar{f}_{B0} < \bar{f}_0$, что, согласно уравнению (5), приведет к росту относительного давления h_{B0} в СНР, а значит, и к увеличению его КПД по сравнению с обычным струйным насосом.

Рассмотрим сначала второй вариант. Итак, для выбранного оптимального загромождения \bar{f}_0 в СН без отсоса зафиксируем соответствующий оптимальный подсасываемый расход $q_0 = q_{B0}$. Согласно зависимости (6), подсчитываем возможные уменьшения $\bar{f}_{B0} < \bar{f}_0$ при разных величинах отсоса q_{om} , ширине щели подачи \bar{t} и месте отсасывания в диффузоре i , принимая в первом приближении $\mu_{B0} = \mu_0$. Из соотношения (7) определяем новые повышенные значения $h_{B0} > h_0$ и соответственно теоретически возможное увеличение КПД η_{B0} по формуле (8).

Проведенные расчеты для загромождений $\bar{f}_0 \leq 7$ и коэффициентов отсоса $j \leq 0.20$ при перпендикулярных щелях ($\Theta_x = 0$), расположенных или на входе ($i = 1.0$), или на расстоянии ($i^2 = 3.0$) по ходу потока в диффузоре, представлены на рис. 2. Коэффициенты расхода μ_0^2 могут быть подсчитаны по графикам $h_0 = f(q_0, \bar{f}_0)$ из работы [3] или по аппроксимационным зависимостям на основании этих же опытов в обычных СН [9].

Линия 1 представляет собой значения КПД η_0 для оптимальных СН без отсоса, с углом раскрытия диффузора $\alpha_{\partial} = 10^{\circ}$. Кривые 2–9 характеризуют изменения η_{B0} для СНРВ при разных фиксированных параметрах i, \bar{t} , а также интенсивностях отсоса j . Кривая 10 представляет собой значения h_0 для тех же оптимальных СН без отсоса с углом $\alpha_{\partial} = 10^{\circ}$ при $Re \approx 2 \cdot 10^5$.

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что повышение эффективности СНРВ возможно, но только в узком диапазоне загромождений $\bar{f}_0 \leq 5.0$ (так называемые высоконапорные СН). КПД η_{B0} растет, в первую очередь, с увеличением отсоса j и скорости подачи дополнительного расхода q_{∂} через щель (т. е. при уменьшении ширины \bar{t}), а также при расположении щелей отсасывания ближе к входу в диффузор ($i \rightarrow 1.0$). Фактор утонения щели ($\bar{t} \leq 0.05$, кривая 9), при том же уровне дополнительной подачи q_{∂} , является более существенным для увеличения КПД, чем место расположения щели в начале диффузора ($i = 1.0$), причем при малых скоро-

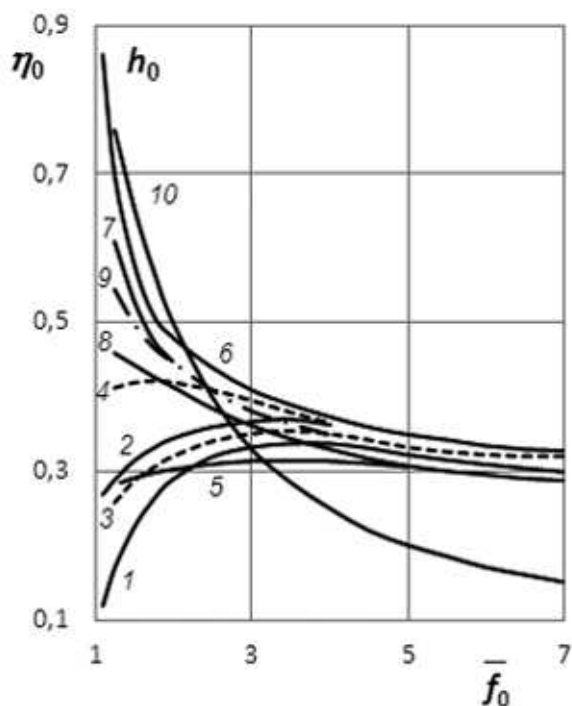


Рис. 2. Зависимость КПД η_0 (1–9) струйного насоса с рециркуляцией от оптимального коэффициента загромождения \bar{f}_0 при различных значениях интенсивности отсоса j , места расположения щели отсоса i и ширины сопла \bar{t} для подачи обратного потока:

1 – без отсоса ($j = 0$); 2 – $j = 0.03$, $i = 1.0$, $\bar{t} = 0.05$;
 3 – $j = 0.03$, $i^2 = 3.0$, $\bar{t} = 0.05$; 4 – $j = 0.1$, $i = 1.0$,
 $\bar{t} = 0.05$; 5 – $j = 0.1$, $i^2 = 3.0$, $\bar{t} = 0.05$; 6 – $j = 0.2$,
 $i = 1.0$, $\bar{t} = 0.1$; 7 – $j = 0.2$, $i = 1.0$, $\bar{t} = 0.13$; 8 – $j = 0.2$,
 $i = 1.0$, $\bar{t} = 0.2$; 9 – $j = 0.2$, $i^2 = 3.0$, $\bar{t} = 0.05$.
 Величина относительного перепада давления \bar{h}_0 (10) в СН без отсоса при $\alpha_\partial = 10^0$

стях подачи ($\bar{t} \approx 0.20$, кривая 8). Наибольший эффект повышения КПД достигается при больших отсосах ($j \approx 0.20$) через относительно узкие щели ($\bar{t} \leq 0.10$), расположенные на входе конического диффузора (кривая 6). При дальнейшем уменьшении загромождения до $\bar{f}_{B0} \approx 1.13$ по линии 6 скачок увеличения η_{B0} теоретически может достигнуть $\eta_{B0} \approx 0.85$, причем незначительное увеличение щели подачи до $\bar{t} \approx 0.13$ резко снижает $\eta_{B0} \approx 0.64$ (при $\bar{f}_{B0} \approx 1.21$).

Необходимо отметить, что изменение напора h_{B0} на выходе из СНРВ при умеренном отсосе происходит в строгом соответствии с результатами, полученными по формуле (5) по той же кривой 10, как и для СН без отсасывания. Вместе с тем, существенные отклонения отмечались для тонких щелей $\bar{t} \leq 0.10$ при большой интенсивности отсоса

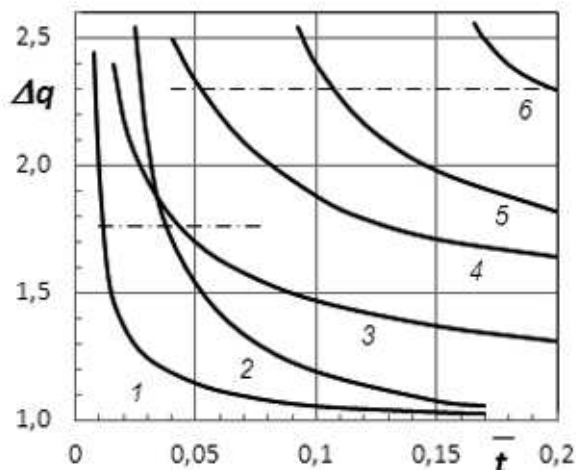


Рис. 3. Изменение расхода Δq для струйных насосов СНРВ и СНРЭ при отсосе части потока в конце камеры смешения ($i = 1.0$) в зависимости от ширины сопла \bar{t} для подачи обратного потока, при различных значениях интенсивности отсоса j и оптимального коэффициента загромождения \bar{f}_0 :

1 – $j = 0.1$, $\bar{f}_0 = 4.0$; 2 – $j = 0.2$, $\bar{f}_0 = 4.0$;
 3 – $j = 0.1$, $\bar{f}_0 = 2.5$; 4 – $j = 0.1$, $\bar{f}_0 = 1.6$;
 5 – $j = 0.15$, $\bar{f}_0 = 1.6$; 6 – $j = 0.2$, $\bar{f}_0 = 1.6$

($j \approx 0.20$) и этими величинами j , по-видимому, ограничивается область применения полученных соотношений (5)–(8).

Переходим теперь к варианту, когда отсос и подача в СНРВ осуществляются при фиксированном загромождении $\bar{f}_{B0} = \bar{f}_0$, что, согласно анализу зависимости (6), приводит к существенному повышению пропускной способности пассивного подсосываемого потока $q_{B0} > q_0$. Расчеты проводились по той же зависимости (6), диапазоны изменения параметров j , i , \bar{t} – те же самые. Результаты представляются в виде отношения увеличения расхода q_{B0} к оптимальному расходу q_0 в струйном насосе без отсасывания для каждого из выбранных $j = \text{const}$ (рис. 3). Из рисунка видно, что прирост $\Delta q = q_{B0}/q_0$ для каждого коэффициента загромождения \bar{f}_0 существенно зависит от ширины щели подачи \bar{t} и интенсивности отсасывания j .

Теоретически приращение Δq , подсчитанные по формуле (6) для каждого \bar{f}_0 , j и минимально допустимой ширины \bar{t} , может достигать значений $\Delta q \approx 3.8$. Однако, как показали исследования [13], наибольшая эффективность для обычных СН (для $\bar{f}_0 = 4.0$, $\eta_0 \approx 0.43$) достигалась при отношении скоростей смешения $m_0 = W_{n1}/W_{p1} \approx 0.4$ и, по-видимому, этим значением $m_{B0} \approx 0.4$ следует ограничить реальные величины Δq в СНР.

Соответствующая зависимость, одинаковая для СНРВ и для СН без отсоса, может быть получена из уравнения неразрывности, записанного для сечений 1-3: $q_{B0} \approx B \cdot m_{B0} \cdot \bar{f}_{B0}$. Поскольку для каждого $\bar{f}_{B0} = \bar{f}_0$ должны быть свои разные величины $B = \text{const}$, то для рассматриваемого СНРВ получим $\Delta q = m_{B0}/m_0$ и, например, для $\bar{f}_0 = 1.6$ $\Delta q \approx 2.3$, а загромождения $\bar{f}_0=2.5$ и $\bar{f}_0=4.0$ имеют приблизительно одинаковое приращение $\Delta q \approx 1.7$, что и отмечено на рис. 3 горизонтальными штрихпунктирными линиями.

Как и ожидалось, в этом варианте прирост КПД $\Delta \eta = \eta_{B0}/\eta_0$ практически отсутствует для всех загромождений $\bar{f}_0 \leq 4.0$, так как увеличение q_{B0} сопровождается снижением h_{B0} в СНРВ, которое подсчитывалось по зависимости $h_0 = f(q_0, \bar{f}_0)$ из работы [3] для соответствующего числа **Re**.

Однако необходимо отметить, что в СНР только с самоотсасыванием (без дополнительного вакуумного насоса) реализуемые перепады давления между концом КС или диффузором ($i^2 = 3.0$) и начальным сечением КС недостаточны для получения необходимых параметров отсоса ($j \geq 0.10$). Это следует из опытных данных [7] распределения давления вдоль поверхности обычного СН.

Используя экспериментальные результаты [14, 15] по отсосу через поперечные щели шириной $t_{щ} \approx 0.8$ мм ($t_{щ} \approx 0.01$) в диффузоре, можно показать, что для СНР имеющийся перепад давления при самоотсасывании $C_{p_x} = 2(P_x - P_{n_2})/\rho W_3^2 \leq 0.85$ не способен обеспечить интенсивность отсоса даже с уровнем $j \approx 0.01$. Чтобы реализовать интенсивность отсасывания $j \approx 0.10$, ширина щели должна быть более $t_{щ} > 5$ мм (если принять коэффициент расхода щели $\mu_{щ} \approx 0.6$). При меньших загромождениях ($\bar{f}_0 \approx 2.0$, $j \geq 0.10$) и размещении щели в конце КС ($i = 1.0$) при перепаде $C_{p_3} = 2(P_3 - P_{n_2})/\rho W_3^2 \leq 0.20$ ширину щели необходимо увеличить, $t_{щ} \geq 8.5$ мм.

4. РАСЧЕТ СНР С ОТСОСОМ НА КРОМКЕ ВНЕЗАПНОГО РАСШИРЕНИЯ (СНРК)

Продолжавшийся поиск приемлемой конструкции отсасывающего устройства выявил, что ранее приведенным требованиям достаточности и устойчивости самоотсасывания на широких щелях удовлетворяют СНР, в которых КС заканчивается внезапным ступеньчатым расширением [11], причем отсасывание части потока осуществляется непосредственно перед кромкой расширения (рис. 1, b). Обозначим такую конструкцию – СНРК. Параметры этого струйного насоса обозначаются индексом "k". Ступенька характеризуется

двумя параметрами – величиной z (проекцией щели на нормаль к оси КС) и углом наклона среза щели γ к той же оси; $\bar{z} = z/d_3$ – относительная ширина среза щели отсоса (рис. 1, b). Длина расширенной части после ступеньки обычно существенно короче конического диффузора с углом раскрытия $\alpha_\partial = 10^\circ$.

Исследования [11] проводились для углов наклона $\gamma \geq 15^\circ$, ширины щели $\bar{z} \leq 0.05$ и величины отсоса $j \leq 0.10$ при числах Рейнольдса **Re** $\leq 2 \cdot 10^5$.

Повышение степени восстановления давления φ_∂ в таком ступенчатом диффузоре ($n_\partial \approx 4.0$) при самоотсасывании части потока через щели разной ширины $\bar{z} = 0.01-0.08$ для различных углов наклона $\gamma = 0-30^\circ$ при числах Рейнольдса **Re** $\approx 1.2 \cdot 10^5$ изображены на рис. 4. Огибающие кривые 2 и 3 при отсосе до $j \leq 0.10$ взяты из работы [11]. Линия 4, а также продолжение кривых 2 и 3 до $j \approx 0.15$ – аппроксимация на основе данных этих же исследований. Характер увеличения φ_∂ при отсосе от $j \geq 0.00$ для каждого типоразмера щели \bar{z} показан штрихпунктирными линиями, интенсивность роста которых замедляется при подходе к огибающей кривой (например, для $\gamma = 30^\circ$), а после ее касания все линии φ_∂ практически сливаются с этой огибающей. Для каждого типоразмера щели точка касания кривой φ_∂ с огибающей кривой характеризует переход к устойчивому режиму отсоса через щель перед уступом. Параметры, соответствующие точке перехода к устойчивому отсосу, будут называться критическими и обозначаться индексом "r".

Линия 1 изображает интенсивность нарастания коэффициента восстановления давления φ_∂ в коническом диффузоре с углом раскрытия $\alpha_\partial = 10^\circ$ [4]. Хотя коэффициент φ_∂ при отсосе на кромке ступенчатого диффузора несколько ниже, чем в случае с коническим выходным устройством, однако эта разница быстро убывает, особенно при расходах отсасываемой жидкости $j \geq 0.10$. Как следует из данных на рис. 2 и 3, указанные параметры являются наиболее эффективными, так как именно при этих уровнях отсоса происходит существенное повышение КПД и Δq в СНРВ. Из кривых 2 и 3 на рис. 4 также видно, что превышение φ_∂ от величины угла γ незначительно и для $\gamma = 15^\circ$ практически совпадает с $\gamma = 30^\circ$ при $j \geq 0.10$.

Следует указать, что в нашем случае угол наклона кромки ступеньки γ необходимо выбирать не по наибольшему значению параметра φ_∂ , а исходя из реально имеющейся величины критического перепада $C_{Cr} \leq C_{p_3}$. Эта величина, для за-

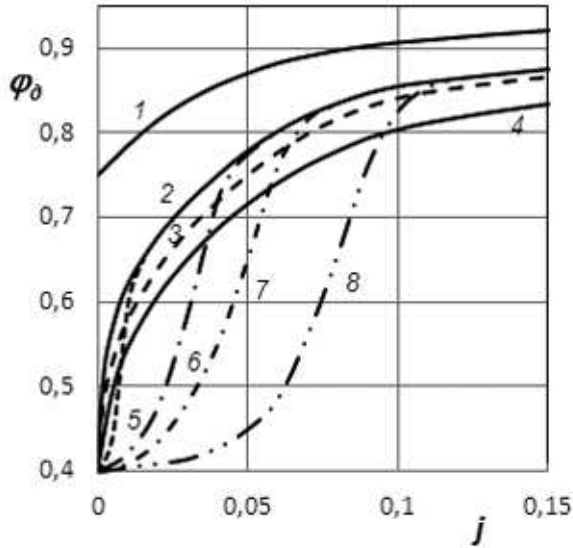


Рис. 4. Коэффициент восстановления давления в диффузоре φ_{δ} в зависимости от интенсивности отсоса j :

- 1 – в коническом диффузоре без отсоса, $\alpha_{\delta} = 10^{\circ}$;
- 2 – внезапное расширение потока за ступенькой, $\gamma = 30^{\circ}$;
- 3 – $\gamma = 15^{\circ}$;
- 4 – $\gamma \rightarrow 0$;
- 5 – $\gamma = 30^{\circ}$, $\bar{z} = 0.01$;
- 6 – $\gamma = 30^{\circ}$, $\bar{z} = 0.035$;
- 7 – $\gamma = 30^{\circ}$, $\bar{z} = 0.05$;
- 8 – $\gamma = 30^{\circ}$, $\bar{z} = 0.065$

громаждений $\bar{f}_0 \leq 4.0$ не может превышать, как указывалось выше, значения $C_{Cr} \leq 0.25$ (C_{Cr} – обозначение параметра C_{p3} , принятое в работе [11]). Обработка опытных результатов [11] и их аппроксимация на $\gamma < 15^{\circ}$ и $\bar{z} > 0.05$ позволяет предложить графические зависимости C_{Cr} в функции от угла γ для нескольких щелей $\bar{z} \approx 0.01-0.08$ (рис. 5). Из графиков видно, что при $\gamma = 30^{\circ}$ значения $C_{Cr} \approx 0.40$, и поэтому для дальнейших расчетов необходимо, по-видимому, принять $\gamma = 15^{\circ}$, а также и все параметры, соответствующие этому углу наклона кромки в СНРК.

Теперь рассмотрим изменения C_{Cr} от интенсивности отсасывания j_r при $\bar{z} \approx 0.01-0.08$ для принятого угла наклона кромки ступеньки $\gamma = 15^{\circ}$ (рис. 6). Учитывая данные, приведенные на рис. 2 и 3, где наибольшие преимущества по КПД $\eta_{\text{во}}$ и повышению уровня подачи Δq наблюдались при $j \geq 0.10$, представленные на рис.6 результаты показывают, что ширина щели отсоса \bar{z} перед ступенькой не может быть меньше $\bar{z} \geq 0.05$ при имеющемся ограничении $C_{Cr} \leq 0.25$.

И, наконец, на рис. 7 для щелей с размером $\bar{z} \approx 0.035-0.08$ представлены зависимости $C_c = f(\varphi_{\delta})$, являющиеся обобщением данных на рис. 4 и 6. Они подтверждают, что для получения результатов, приближающихся к данным, которые изо-

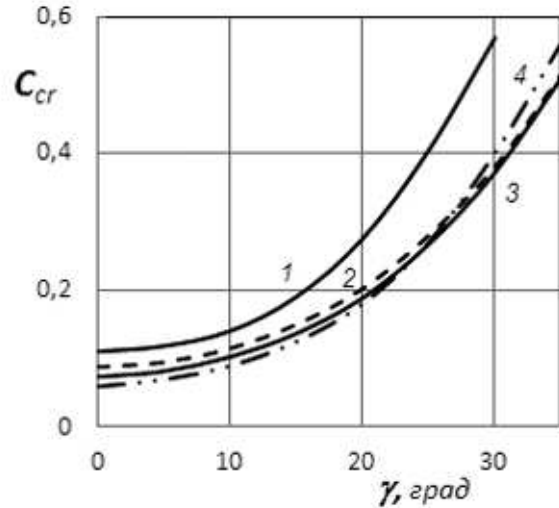


Рис. 5. Изменение критического перепада давления на щели отсоса C_{Cr} в зависимости от угла среза ступеньки γ :

- 1 – $\bar{z} = 0.01$; 2 – $\bar{z} = 0.035$; 3 – $\bar{z} = 0.05$; 4 – $\bar{z} = 0.08$

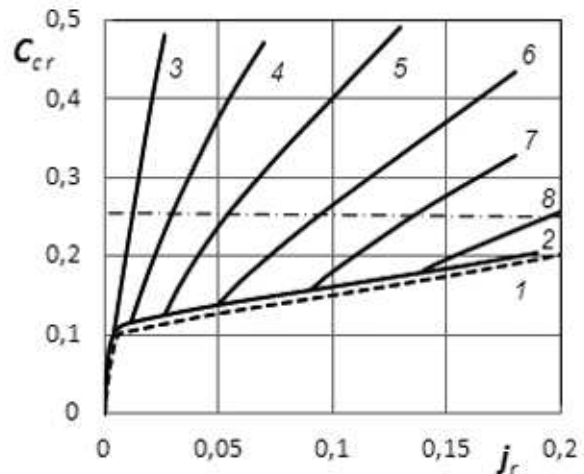


Рис. 6. Величина перепада давления C_{Cr} в СНРК с внезапным расширением потока за КС при разной ширине щели \bar{z} и интенсивности отсоса j_r :
 1 – C_{Cr} , $\gamma = 8^{\circ}$; 2 – C_{Cr} , $\gamma = 15^{\circ}$; 3 – $\gamma = 15^{\circ}$, $\bar{z} = 0.01$;
 4 – $\gamma = 15^{\circ}$, $\bar{z} = 0.02$; 5 – $\gamma = 15^{\circ}$, $\bar{z} = 0.035$;
 6 – $\gamma = 15^{\circ}$, $\bar{z} = 0.05$; 7 – $\gamma = 15^{\circ}$, $\bar{z} = 0.065$;
 8 – $\gamma = 15^{\circ}$, $\bar{z} = 0.08$

бражены на рис. 2 и 3 для СНРВ, ширина щели отсоса на кромке должна стремиться к величине $\bar{z} \geq 0.08$. Если же окажется, что при этой ширине $\bar{z} \geq 0.08$ при самоотсасывании из-за недостаточности перепада давления ($C_{Cr} \leq 0.25$) на таких широких щелях возникнут пульсации отсоса (ведь опыты [11] проводились при $\bar{z} \leq 0.05$), то для повышения перепада на кромке ($C_{Cr} > 0.25$) при-

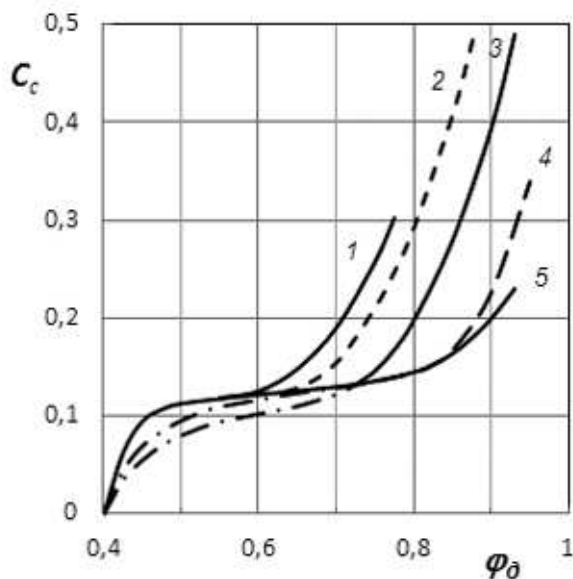


Рис. 7. Зависимость между перепадом давления C_c на щели \bar{z} и коэффициентом восстановления давления φ_{∂} при внезапном расширении на кромке, $\gamma = 15^\circ$: 1 – $\bar{z} = 0.02$; 2 – $\bar{z} = 0.035$; 3 – $\bar{z} = 0.05$; 4 – $\bar{z} = 0.08$; 5 – C_{cr}

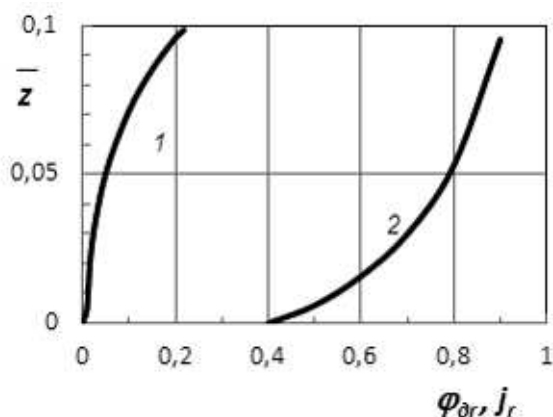


Рис. 8. Зависимость ширины щели отсоса \bar{z} от интенсивности отсасывания j_r (1) и коэффициента восстановления давления $\varphi_{\partial r}$ ($\gamma = 15^\circ$) (2) при внезапном расширении потока

дятся, по-видимому, возвращаться к схеме СНР с дополнительным отсасывающим насосом.

Для наглядности следует также привести предполагаемые расчетные зависимости ширины щели \bar{z} от величины отсоса j_r и коэффициента восстановления давления $\varphi_{\partial r}$ при фиксированном значении $C_{Cr} = 0.2$ (рис.8).

Рассмотренная схема самоотсасывания – СНРК – является наиболее простой и функциональной,

так как должна обеспечить устойчивость отсоса при незначительных перепадах давления на широких щелях, а также получение высоких значений КПД или существенное повышение подачи подсаживаемого вторичного потока, приближающиеся к теоретическим величинам для СНРВ на рис. 2 и 3.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ работы струйных насосов с рециклом части смешанного потока позволяет сделать вывод о положительном влиянии рециркуляции как на повышение КПД, так и на увеличение коэффициента подсоса вторичного потока. При этом отсос части потока осуществляется в конце камеры смешения или на некотором расстоянии в коническом диффузоре. Отобранная жидкость затем подается обратно на вход в цилиндрическую камеру смешения.

Показано, что наибольшее превышение КПД, или прирост вторичного потока Δq , по сравнению с обычным СН, достигается как при увеличении отсасываемого расхода ($j \leq 0.20$), так и с уменьшением ширины щели подачи ($\bar{t} \leq 0.10$) и коэффициента загромождения СН ($f_0 \leq 4.0$).

Наиболее простой и рациональной является предложенная схема СН с самоотсасыванием через широкую щель перед кромкой ступеньки внезапного расширения потока (СНРК). Такая конструкция отсасывающего устройства при угле наклона ступеньки $\gamma = 15^\circ$ позволяет обеспечить как необходимый уровень расхода, так и устойчивость отсоса через щель при имеющихся незначительных перепадах давления между концевым и начальным сечениями КС. Эффективность такого насоса приближается к эффективности СНР с коническим перфорированным диффузором $\alpha_{\partial} = 10^\circ$, использующим для отсоса дополнительный вакуумный насос. Преимущества предложенной схемы СНРК очевидны ввиду ее простоты, надежности и отсутствия дополнительных затрат энергии.

1. Кулак А.П., Шестозуб А.Б. Уточнение уравнения характеристики струйных аппаратов // Прикладная гидромеханика .– 2007.– №4.– С. 73–76.
2. Кирилловский Ю.Л., Подвидз Л.Г. Рабочий процесс и основы расчёта струйных насосов // Труды ВНГМ .– 1960.– вып. XXVI .– С. 96–135.
3. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчёт струйных насосов и установок // Труды ВНГМ .– 1968.– Вып.38.– С. 44–96.
4. Франкфурт М.О. Экспериментальное исследование диффузоров с щелевым отсасыванием воз-

- духа из пограничного слоя // Промышленная аэродинамика.– 1973.– Вып.30.– С. 41–49.
5. Зарянкин А.Е., Грибин В.Г. Сравнительная эффективность диффузорных каналов при различных методах аэродинамического воздействия на поток // Известия ВУЗов.– 1991.– №12.– С. 67–73.
 6. Gasline J.E., O'brein M.P. The water jet pump // University of California Publications in Engineering.– 1942.– Vol.3, №3.– P. 167–190.
 7. Зангер Н.Л. Экспериментальное исследование различных водоструйных насосов с малым отношением площадей поперечных сечений сопла и камеры смешения // ТОИР.– 1970.– №1.– С. 12–25.
 8. Патент України 60790, МПК F04F 5/54 Струмінний змішувач-насос з рециклом // О.П. Кулак, А.Б. Шестозуб, С.В. Власян.– Оpubл. 25.06.2011.– бюл.№12.– С. 16–24.
 9. Кулак А.П., Шестозуб А.Б., Коробов В.И. Приближенный расчет струйных насосов // Прикладная гидромеханика.– 2011.– №1.– С. 29–34.
 10. Маккавеев В.М, Коновалов И.М. Гидравлика.– Л.–М.: Речиздат, 1940.– 643 с.
 11. Хескестэд Г. Экспериментальные исследования отсоса жидкости в трубе с внезапным расширением // ТОИР.– 1970.– №3.– С. 32–45.
 12. Папин В.М. Водоструйные насосы и их применение при намывке земляных плотин // Сб.: Проектирование и строительство земляных сооружений.– М.– 1953.– С. 62–110.
 13. Накорчевский А.И. Основные закономерности стабилизации потоков в струйных аппаратах // Гидравлика и гидротехника.– 1966.– №4.– С. 118–127.
 14. Нельсон К.Д., Янг Т., Хадсон В.Г. Расчет осесимметричного профилированного диффузора с отсосом пограничного слоя // Труды ASME. Энергетические машины и установки.– 1975.– №1.– С. 137–144.
 15. Wutst W. Messungen an Absaugegrenzschichten. VDI // VERLAG. Dusseldorf.– 1962.– hef.14.– P. 36.