

## ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ СНИЖЕНИЯ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕЖДУ КОРПУСОМ СУДНА И ПРИЧАЛОМ ПРИ ШВАРТОВКЕ

*Бекшаев С.Я., Чепрас Э.И. (Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса)*

*Рассматривается задача определения характеристик гидравлического отбойного устройства, обеспечивающих заданный режим торможения судна при швартовке.*

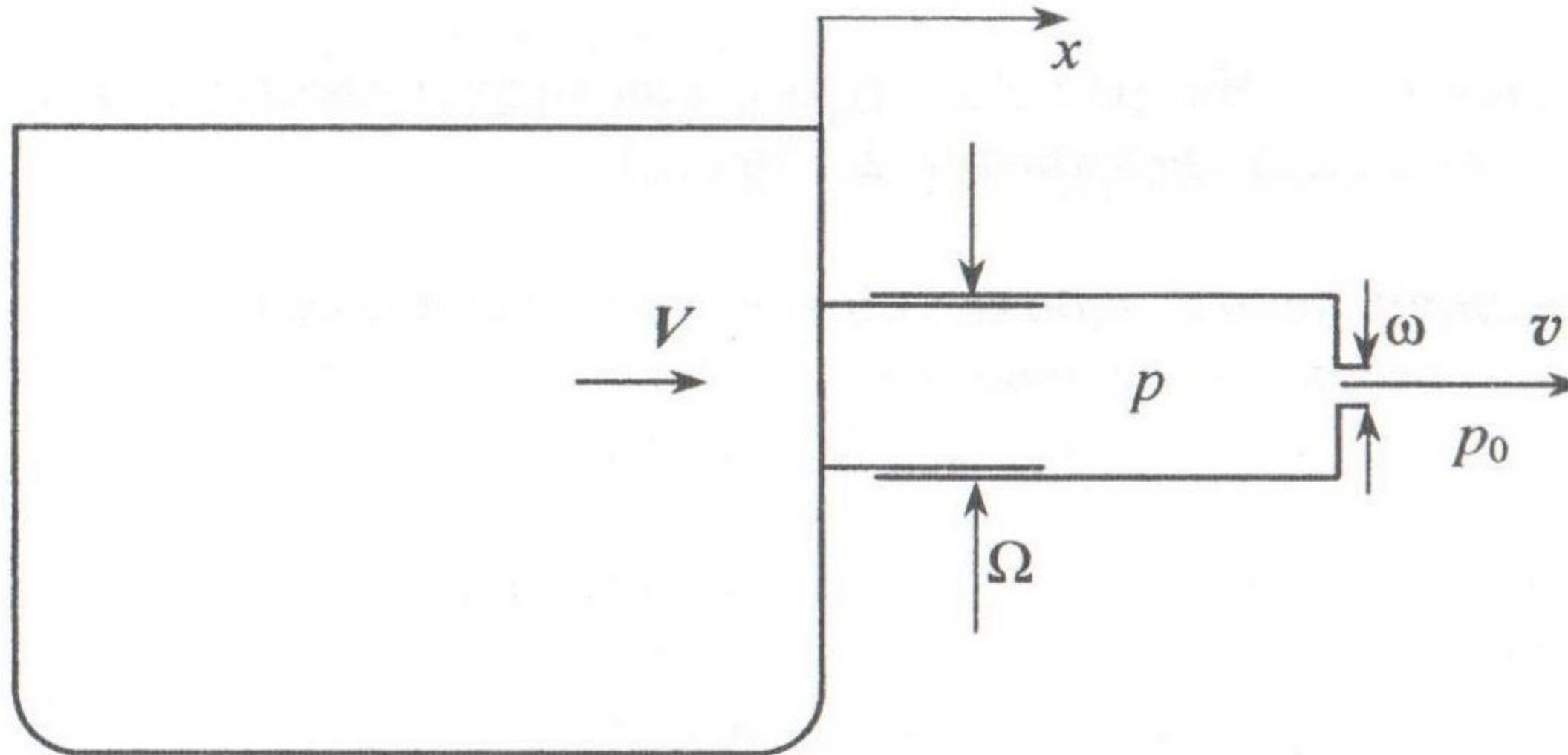
Причалы являются сложными и ответственными инженерными сооружениями, техническое состояние которых в значительной степени определяет бесперебойное функционирование и эффективность работы портов. Поэтому важной практической задачей является разработка конструктивных приемов для снижения усилий, действующих на причальные конструкции и корпус судна при швартовке. Традиционно эта задача решается за счет использования отбойных устройств в виде упругих амортизаторов, поглощающих энергию движущегося судна. Достоинством такого подхода является экономичность и простота эксплуатации. Однако он имеет и ряд существенных недостатков, в частности, ограниченный срок службы амортизаторов и, в первую очередь, недостаточное снижение нагрузок, особенно при приеме крупнотоннажных судов.

В связи с этим в последние годы интерес специалистов привлекают предложения использовать гидравлические отбойные устройства, в которых кинетическая энергия судна передается не причальной конструкции, а забортной воде. Для эффективного применения таких устройств необходимо уметь правильно определять их параметры. В настоящей работе исследуется одна из простейших схем такого рода устройств, использующая гидроцилиндр, заполненный забортной водой при нормальном давлении, которая постепенно вытесняется через специально калиброванное отверстие при навале судна на причал. Очевидно, что сила взаимодействия судна и причала зависит от соотношений его размеров и, в частности, от размеров выпускного отверстия.

Введем обозначения:  $V$  - скорость судна по отношению к причалу,



$V_0$  - начальная скорость судна, с которой оно подходит к причалу,  $\Omega$  - площадь поперечного сечения цилиндра (см. рисунок),  $\omega$  - площадь поперечного сечения выпускного отверстия,  $v$  - скорость истечения через выпускное отверстие. Поставим задачу при заданных  $V_0, \Omega$  подобрать такое значение  $\omega$ , чтобы остановка судна наступила после того как оно продвинется в направлении причала на заданное расстояние  $l$ .



Пренебрегая силами сопротивления воды, которые при практически допустимых значениях  $V_0$  ( $\approx 0,1$  м/с) малы, запишем дифференциальное уравнение движения судна в проекции на ось  $x$  (см. рисунок)

$$m \frac{dV}{dt} = -(p - p_0) \Omega, \quad (1)$$

где  $m$  - масса судна (если причал оснащен рядом отбойных цилиндров, то под  $m$  следует понимать часть массы судна, приходящуюся на один цилиндр),  $p$  и  $p_0$  - давление воды соответственно внутри цилиндра и за бортом на глубине цилиндра; при этом пренебрегаем незначительным изменением давления по высоте цилиндра.

Скорость  $V$  судна и скорость  $v$  воды в выпускном отверстии связаны уравнением неразрывности

$$Q = V\Omega = \mu v \omega, \quad (2)$$

где через  $Q$  обозначен объемный расход воды через цилиндр,  $\mu$  - коэффициент уменьшения расхода, связанный с сужением сечения струи при истечении из цилиндра.

Поскольку скорость судна невелика, примем в первом приближении, что скорость  $v$  может быть определена по известной из гидравлики формуле для скорости истечения из напорного колпака [1]



$$v = \sqrt{2 \frac{p - p_0}{\rho}}, \quad (3)$$

где  $\rho$  - плотность воды.

Соотношения (2) и (3) позволяют выразить избыточное давление в цилиндре  $p - p_0$  через скорость  $V$  судна, что приводит уравнение (1) к виду

$$\frac{dV}{dt} = -kV^2, \quad (4)$$

где  $k$  - постоянный коэффициент, равный

$$k = \frac{\rho \Omega^3}{2m(\mu\omega)^2}. \quad (5)$$

Поскольку проектом устанавливается длина  $l$ , а не время  $t$ , целесообразно в уравнении (4) перейти к независимой переменной  $x$  с помощью известной подстановки  $\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dV}{dx} \cdot V$ . Тогда

$$\frac{dV}{dx} = -kV, \quad (6)$$

откуда следует зависимость скорости судна от его положения

$$V = V_0 e^{-kx}. \quad (7)$$

Полученный результат показывает, что требование полной остановки судна ни при каком значении  $x$  не может быть выполнено, но оно может быть заменено более реалистичным и практически осуществимым условием, например, если потребовать, чтобы при заданном продвижении  $l$  скорость судна уменьшилась в заданное число раз. По-видимому, практически приемлемым будет требование десятикратного уменьшения скорости, т.к. при начальной скорости  $V_0 \approx 0,1$  м/с оно приведет к конечной скорости  $V \approx 1$  см/с, вполне соизмеримой со скоростями, вызываемыми естественным волнением и ветром во время стоянки судна у причала.

Тогда (7) в сочетании с (5) приводит к следующему значению требуемой площади сечения выпускного отверстия

$$\omega = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\rho \Omega^3 l}{2m \ln \frac{V_0}{V}}}. \quad (8)$$



Время, в течение которого скорость судна убывает от  $V_0$  до  $V$  может быть рассчитано по формуле, получаемой из (4) интегрированием

$$t = \frac{1}{k} \left( \frac{1}{V} - \frac{1}{V_0} \right).$$

Если подставить сюда  $k$  из (5), куда, в свою очередь, подставлено  $\omega$  из (8), получим

$$t = \frac{l}{\ln \frac{V_0}{V}} \left( \frac{1}{V} - \frac{1}{V_0} \right). \quad (9)$$

Избыточное давление в цилиндре при скорости судна  $V$ , как следует из (2) и (3), равно

$$p - p_0 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{\Omega}{\mu\omega} \right)^2 V^2. \quad (10)$$

Если выпускное сечение подобрано согласно (8), максимальное давление составит

$$p_{\max} - p_0 = \frac{\ln \frac{V_0}{V}}{\Omega l} m V_0^2. \quad (11)$$

Оно достигается в момент начала торможения судна.

Как и следовало ожидать, давление в цилиндре будет тем больше, чем большего падения скорости  $\frac{V_0}{V}$  мы желаем достичь на заданном перемещении  $l$ , и тем меньше, чем больший путь  $l$  мы можем себе позволить для достижения заданного падения скорости судна  $\frac{V_0}{V}$ .

Кроме того, требуемое давление пропорционально массе  $m$  судна.

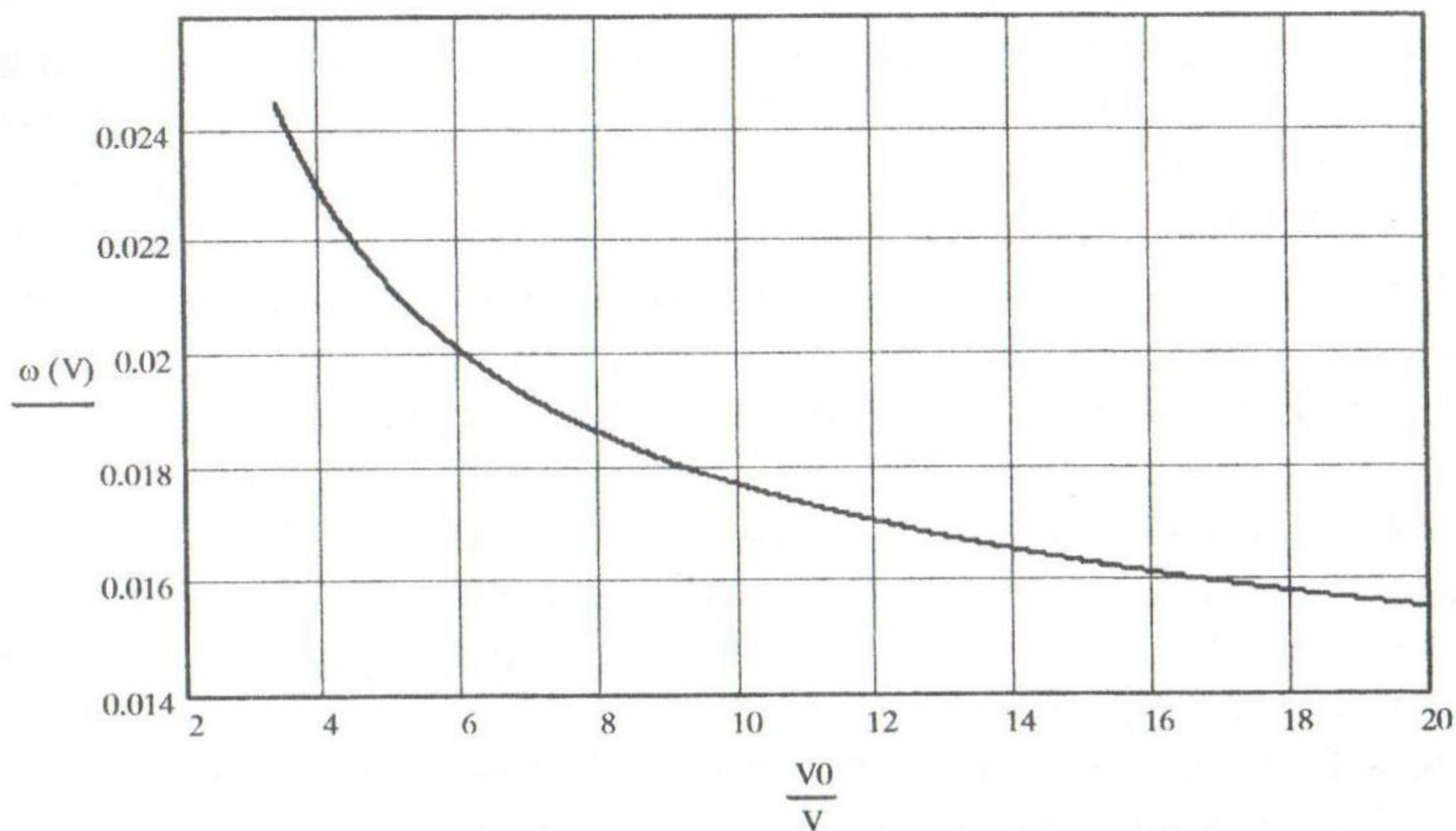
Заметим, что при выходе из строя одного или нескольких цилиндров нагрузка на оставшиеся цилиндры, как показывает формула (10), практически не изменится, однако снизится эффективность торможения, т.к. увеличится условная масса  $m$  и согласно (8) должно уменьшится отношение  $\frac{V_0}{V}$ . Того же следует ожидать, если устройства, рассчитанные на прием судна определенного водоизмещения, будут использованы для приема более тяжелого судна. При этом, как видно из



(8), увеличение массы в  $n$  раз приведет к тому, что падение скорости

составит не  $\frac{V_0}{V}$ , а  $\left(\frac{V_0}{V}\right)^{\frac{1}{n}}$ .

Конкретный расчет выполнялся при следующих исходных данных:  $m = 10^6$  кг,  $l = 0,5$  м,  $V_0 = 0,1$  м/с,  $\mu = 0,9$ , диаметр цилиндра  $D = 1,3$  м ( $\Omega = 1,327$  м<sup>2</sup>). Для этого случая зависимость требуемой площади выпускного отверстия (в м<sup>2</sup>) от погашения скорости  $\frac{V_0}{V}$ , определяемая формулой (8), представлена графически на рисунке. В частности, для  $\frac{V_0}{V} = 10$  получаем  $\omega = 177$  см<sup>2</sup> (соответствующий диаметр 15 см).



Время, в течение которого судно приблизится к причалу на  $l = 0,5$  м, рассчитанное по формуле (9), составило 19,5 с, а максимальное давление в цилиндре, рассчитанное по формуле (11), 0,035 МПа.

### Литература

1. Л. Прандтль-О. Титъенс. Гидро- и аэромеханика, т. 1. ГТТИ, М.-Л., 1932.- 224 с.