

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
I N S T Y T U T M A S Z Y N P R Z E P Ł Y W O W Y C H

P R A C E
I N S T Y T U T U M A S Z Y N
P R Z E P Ł Y W O W Y C H

T R A N S A C T I O N S
O F T H E I N S T I T U T E O F F L U I D - F L O W M A C H I N E R Y

90-91

W A R S Z A W A — P O Z N A Ń 1989

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPLYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

RADA REDAKCYJNA — EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI
STEFAN PERYCZ · WŁODZIMIERZ PROSNAK
KAZIMIERZ STELLER · ROBERT SZEWAŁSKI (PRZEWODNICZĄCY · CHAIRMAN)
JÓZEF ŚMIGIELSKI

KOMITET REDAKCYJNY — EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER — REDAKTOR — EDITOR
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA — EDITORIAL OFFICE

Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Gen. Józefa Fiszerka 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1989

Printed in Poland

ISBN 83-01-09017-0

ISSN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 350+90 egz.	Oddano do składania 27 X 1987 r.
Ark. wyd. 27. Ark. druk. 19,5	Podpisano do druku w sierpniu 1989 r.
Papier offset. IV kl. B-1	Druk ukończono w styczniu 1990 r.
Zam. nr 2/90	K-8/295

DRUK ZAKŁAD POLIGRAFII WSP W ZIELONEJ GÓRZE

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

ZAGADNIENIA HYDRAULICZNYCH MASZYN WIROWYCH

Gdańsk-Władysławowo, 24-27 września 1985 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

PROBLEMS OF HYDRAULIC TURBOMACHINES

Gdańsk-Władysławowo, September 24-27, 1985

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПРОБЛЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБОМАШИН

Гданьск-Владыславово, 24-27 сентября 1985 г.

ИВАН ИВАНОВ

Институт водных проблем, Болгарская Академия Наук, София (Institute of Water Problems, Bulgarian Academy of Sciences, Sofia, Bulgaria)

Исследование скорости вращения гидроагрегатов при переходных процессах

На основе уравнения движения вращающихся частей гидроагрегатов сделана попытка найти аналитическую зависимость для определения максимальной и минимальной скоростей вращения гидроагрегата при сбросе и набросе нагрузок. Из универсальных характеристик турбин исследуется характер изменения относительного момента турбин при изменении открытия направляющего аппарата и скорости вращения. Дается аналитическое выражение для определения относительного момента турбин в статических и динамических условиях, которое используется для определения скорости вращения агрегатов.

Как известно из механики, уравнение движения вращающихся масс генератора и рабочего колеса турбины имеет вид:

$$I_a d\omega/dt = M_T - M_C \quad (1)$$

где I_a — момент инерции всех вращающихся частей (масс), $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек}^2$, ω — угловая скорость вращения, $1/\text{сек}$; M_T — вращающий момент развиваемый рабочим колесом турбины, $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек}^2$; M_C — момент сопротивления развиваемый на роторе генератора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{сек}^2$.

Из (1) видно, что установившаяся работа агрегата возможна лишь при полном соответствии моментов ($M_T = M_C$), а следовательно и мощности развиваемой турбиной и потребляемой генератором. При нарушении этого равенства ($M_T \neq M_C$) появляется положительное ($M_T > M_C$) или отрицательное ($M_T < M_C$) ускорение ($d\omega/dt \leq 0$), которое приводит к отклонению частоты от установленного значения. Для анализа неравномерности хода агрегата удобнее представить уравнение агрегата в безразмерных параметрах. С этой целью разделим обе части (1) на номинальный момент M_{T0} , развиваемый на валу при номинальной мощности и нормальной скорости вращения; левую часть умножим и разделим на нормальную угловую скорости вращения ω_0 . В результате будет получено:

$$T_a d\varphi/dt = m_T - m_C \quad (2)$$

где $m_T = M_T/M_{T0}$; $m_C = M_C/M_{T0}$; $\varphi = \omega/\omega_0 - 1 = n/n_0 - 1$ — коэффициент вре-

менной неравномерности хода агрегата; $T_a = I_a \omega_0^2 / M_{T0} = GD^2 n_0^2 / 365 N_H$ — постоянная инерции агрегата, сек; n_0 — нормальная скорость вращения агрегата; N_H — номинальная мощность; GD^2 — суммарный маховой момент вращающихся частей; ω — угловая скорость вращения агрегата; n — число оборотов агрегата.

Очевидно, что виды переходных процессов, характер и степени изменения коэффициента φ будут существенно зависеть от изменения моментов m_T и m_C , которые определяются как внешними факторами, к каковым относятся возмущающее воздействие, которое в форме изменения нагрузки воспринимается генератором и изменение открытия турбины, так и внутренними свойствами звеньев. К последним прежде всего следует отнести изменение моментов в зависимости от отклонения скорости вращения агрегата. Эта зависимость чрезвычайно сложна, но тем не менее возможно найти аналитические выражения позволяющие на основе уравнения (2) получить приемлимые выражения для определения коэффициента φ .

Из (2) очевидно, что максимальное значение коэффициента φ получается при $m_C = 0$, что возможно при сбросе нагрузки. В этом случае (2) принимает вид:

$$T_a d\varphi/dt = m_T. \quad (3)$$

Проанализируем ход процесса до $\varphi = \varphi_{\max}$. При $t = 0$ произошел сброс нагрузки и момент сопротивления генератора практически мгновенно падает до нуля, момент турбины равен m_{T0} . Из (3) ускорение $d\varphi/dt$ составит:

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0 = \frac{1}{T_a} m_{T0}.$$

Возникающее изменение φ воспринимается регулятором, и сервомотор начинает закрывать турбину, открытие уменьшается, уменьшается расход турбины, что вызывает повышение напора H из-за гидравлического удара. При сбросе нагрузки вследствие изменения напора $H > H_0$, момент турбины нарастает — $M_T(a, H, n) > M_T(a_0, H_0, n_0)$ что в соответствии с (1) вызывает дополнительное увеличение скорости вращения. Поскольку m_T убывает, уменьшается и ускорение $d\varphi/dt$, и когда $m_T = 0$, скорость вращения, соответственно φ , достигает максимум.

Минимальное значение коэффициента φ получается при полном набросе нагрузки. В этом случае, считая, что m_C не зависит от φ , т.е. $m_C = \text{const} = 1$, уравнение (3) приобретает вид:

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} = m_T - 1. \quad (4)$$

Необходимо отметить, что аналитическое определение временной неравномерности хода агрегата, решая уравнения (3) и (4), представляет большие трудности, вытекающие из того, что отыскание необходимого для такого определения аналитического выражения характеристики турбины (m_T) представляет собой весьма сложную задачу. Решение этой задачи требует подробного анализа большого количества характеристик турбин различных типов.

Момент развиваемый рабочим колесом в общем виде зависит от трёх переменных:

$$M_T = f(a, H, n)$$

и поскольку все эти три величины изменяются в процессе регулирования, он представляет довольно сложную зависимость. Найти эту зависимость в явном виде нелёгкая задача, но в то же время без нее невозможно думать об аналитическом определении неравномерности хода агрегата. Относительный момент турбины $m_T = M_T/M_{T0}$ при заданном числе оборотов зависит от положения открытия направляющего аппарата турбины $\alpha = a/a_c$ и величины напора $h = H/H_0$ у входа турбины, т.е. $m_T(\alpha, h)$. Из формул подобия теории турбин видно, что при постоянном открытии регулирующих органов ($\alpha = \text{const}$) и постоянном числе оборотов, механический момент любой турбины является линейной функцией напора.

В процессе регулирования момент турбины существенно зависит от типа турбины. Опыт показывает, что функцию $m_T(\alpha, h, \varphi)$ можно представить как произведение двух функций, т.е.:

$$m_T(\alpha, h, \varphi) = m(\alpha)m(h, \varphi) \quad (5)$$

где $m(\alpha)$ можно рассматривать как относительный момент турбины при $\varphi = 0$ и $h = 1$.

На фигурах 1, 2, 3 по данным из универсальных характеристик показан характер изменения функции $m(\alpha)$ для различных типов турбин. Анализ кривых дает основание считать, что $m(\alpha)$ можно определить выражением:

$$m(\alpha) = \frac{\alpha - \alpha_x e^{\frac{1-\alpha}{P}}}{1 - \alpha_x} \quad (6)$$

где α_x — открытие направляющего аппарата турбины соответствующее её холостому ходу; $1/P$ — коэффициент обуславливаемый типом турбины. Кривые $m(\alpha)$ на фиг. 1 показывают, что для ПП турбин коэффициент $1/P \leq 0$, при этом, без особого ущерба точности можно принять $1/P = 0$. Для активных турбин $1/P \approx 0,9$, а для радиально-осевых 0,6.

Функция $m(\varphi, h)$ более сложная и относительно независимой переменной φ имеет вид параболы. Исследования показывают, что в аналитическом виде можно её представить выражением:

$$m(\varphi, h) = \left(1 - \frac{2\varphi + \varphi^2}{2\varphi_p + \varphi_p^2}\right)h \quad (7)$$

где $\varphi_p = n_p/n_0 - 1$ — коэффициент разгонного числа оборотов турбины; n_p — разгонное число оборотов; $h = H/H_0$ — относительный напор у входа турбины, который учитывает и гидравлический удар. С учётом (6) и (7) выражение (5) принимает следующих вид:

$$m_T(\alpha, \varphi, h) = \frac{\alpha - \alpha_x e^{\frac{1-\alpha}{P}}}{1 - \alpha_x} \left(1 - \frac{2\varphi + \varphi^2}{2\varphi_p + \varphi_p^2}\right)h. \quad (8)$$

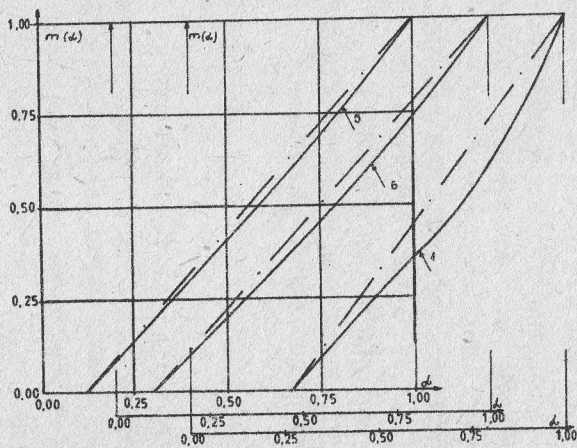
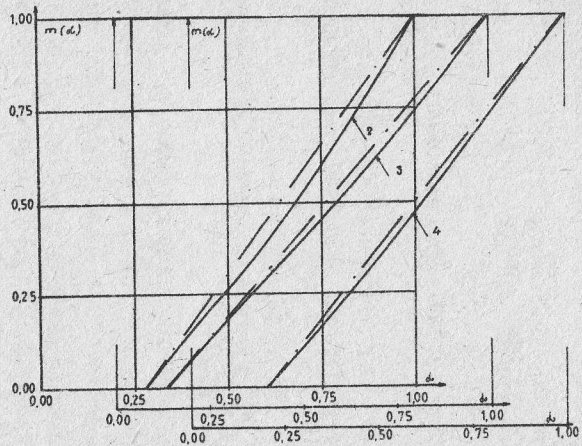


Рис. 1. Зависимость $m(\alpha)$ от степени α осевых ПЛ турбины
 1 — ПЛ-10, 2 — ПЛ-20, 3 — ПЛ-30, 4 — ПЛ-50, 5 — ПЛ-60, 6 — ПЛ-80

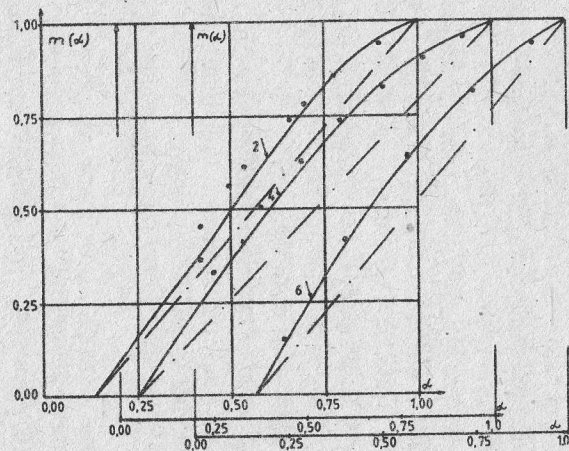
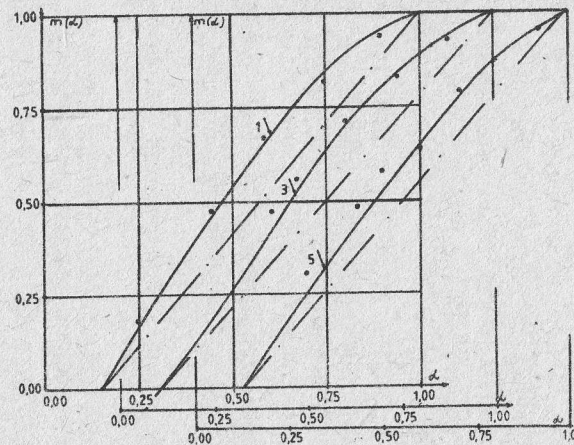


Рис. 2. Зависимость $m(\alpha)$ от степени α РО турбины по (6)
 1 — РО 45, 2 — РО 75, 3 — РО 170, 4 — РО 400, 5 — РО 115, 6 — РО 638

В расчётах временной неравномерности хода агрегатов закон регулирования турбины, т.е. $\alpha(t)$, считается заданным. Величина напора h , когда гидравлический удар не зависит от числа оборотов агрегата, при заданном законе регулирования $\alpha(t)$ может быть определена заблаговременно, независимо от расчёта временной неравномерности хода агрегата, т.е. h тоже может рассматриваться как заранее заданная функция времени [3, 4, 5]. Гидравлический удар не зависит от числа оборотов только для активных турбин. В случае реактивных турбин такое предположение приводит к определённой погрешности в расчёте удара, но как показывают числовые расчёты, эта ошибка для нормальных РО турбин незначительная, а для остальных реактивных турбин не превышает 3%.

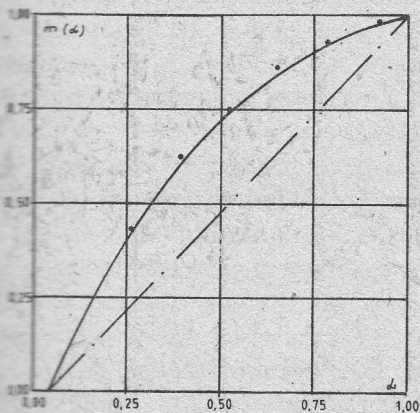


Рис. 3. Изменение момента $m(\alpha, \varphi = 0, h = 1)$ шиповой турбины с изменением открытия α , по (6) при $p = 1,1$
 $d = 580$, $\eta = 0,86$, $n_{50} = 19,35$, $n'_1 = 40$ об/мин, $Q_{10} = 21$ л/сек

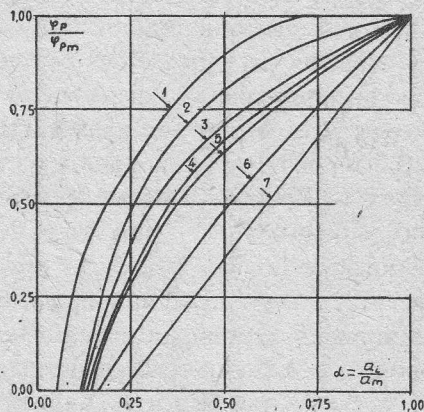


Рис. 4. Разгонные характеристики турбин
 1 — РО 400, 2 — РО 170, 3 — РО 115, 4 — РО 45, 5 — РО 45,
 6 — К 245, 450 об/мин, 7 — К 70, 670 об/мин

Из кинематики потока в турбинах и основного уравнения турбомашин, уравнения Эйлера, нетрудно показать, что коэффициентом разгонного числа оборотов турбин φ_p является некоторая монотонная функция открытия регулирующих органов турбины. На фиг. 4 для различных видов турбин показан характер изменения φ_p/φ_{pmax} при номинальном напоре ($h = 1$) с изменением открытия α . Результаты показывают, что для быстроходных пропеллерных турбин кривая зависимости $\varphi_p(\alpha)$ близка к прямой, т.е.:

$$\varphi_p = \frac{\alpha - \alpha_x}{1 - \alpha_x} \varphi_{pmax} \quad (9)$$

в то же время для тихоходных реактивных турбин эта зависимость имеет форму кривой 1. Для активных турбин $\varphi_p(\alpha)/\varphi_{pmax} = 1$.

При закрытии регулирующих органов турбины после сброса нагрузки величина φ_p монотонно уменьшается от своего максимального значения φ_{pmax} (при $\alpha = 1$) до единицы (при $\alpha = \alpha_x$), а коэффициент φ равен единице в момент сброса нагрузки будет больше единицы, но меньше φ_{pmax} во все последующие моменты процесса закрытия регулирующих органов. Следовательно, в про-

цессе закрытия турбины существует такой момент t_m , при котором φ становится равной φ_p . В этот момент момент турбины m_T проходит через нуль, а φ достигает максимум. До момента t_m величина m_T положительна, а потом она становится отрицательной. Таким образом максимальная неравномерность хода агрегата при полном сбросе нагрузки всегда достигается раньше чем заканчивается процесс закрытия регулирующих органов, при этом тем раньше, чем быстрее турбина. Последнее в какой-то степени подтверждается кривым на фиг. 4. По форме этих кривых легко заключить, что с уменьшением α при закрытии турбины после сброса нагрузки величина φ_p изменяясь по линиям 6 и 7 гораздо быстрее уменьшится до тех пределов, в которых обычно заключается величина φ_p , а следовательно и гораздо раньше станет равна величине φ , чем изменяясь по кривой 1. В предельном случае, если φ_p не будет зависеть от открытия регулирующих органов турбины α , т.е. $\varphi_p(\alpha)/\varphi_{p\max} = 1$, величина φ_p во время закрытия не сравнится с φ , момент турбины не пройдет через нуль и коэффициент φ будет нарастать непрерывно до момента, когда направляющий аппарат турбины придет в положение соответствующее холостому ходу машины. Любопытно отметить, что это подтверждается опытом. В [1] показано, что максимум n при $M_T = 0$ достигается при открытии большем чем α_x . Следовательно, все формулы для расчёта временной неравномерности хода агрегата, полученные при предположении, что при полном сбросе нагрузки наибольшая временная неравномерность достигается в конце процесса регулирования, в какой-то степени необоснованы. Это предположение может считаться более или менее правильным только для нормальных и активных турбин [5, 6].

При набросе нагрузки $\varphi < 1$, а так как $\varphi_p > 1$, то первый член левой части уравнения (4) всегда положителен. Он изменяется от нуля при $\alpha = \alpha_x$ до некоторой большей чем единица величины в конце процесса открытия ($\alpha = 1$), так как в этот момент φ всё ещё меньше единицы. Следовательно, $d\varphi/dt$ проходит через нуль, т.е. φ достигает минимум раньше чем заканчивается процесс открытия, при этом тем раньше, чем быстрее турбина. Если m_c зависит от φ и увеличивается с уменьшением φ , то φ пройдет через минимум позже чем это имеет место при $m_c = \text{const}$, если же m_c уменьшается с уменьшением φ , то пройдет через минимум раньше, чем при $m_c = \text{const}$. Выше изложенное показывает, что характеристики турбины и характер нагрузки существенно влияют на характер изменения коэффициента φ в количественном и качественном отношении. Это положение актуально и в том случае когда имеет место гидравлический удар.

В уравнении (3) при (8) и $\varphi_p = \text{const}$ переменные разделяются и оно может быть точно проинтегрировано. В результате интегрирования и учитывая, что максимальная временная неравномерность достигается в конце процесса регулирования, для φ_{\max} получается:

$$\varphi_{\max} = \frac{(2\varphi_p + \varphi_p^2)(e^{2A} - 1)}{\varphi_p + (\varphi_p + 2)e^{2A}}, \quad (10)$$

$$A = \frac{(\varphi_p + 1)h_{cp}}{T_a(2\varphi_p + \varphi_p^2)(1 - \alpha_x)} \int_0^{T_x} (\alpha - \alpha_x) e^{\frac{1-\alpha}{P} t} dt; \quad h_{cp} = 1 - \frac{T_1}{T_{cp}};$$

T_1 — постоянная водовода; T_{cp} — время, которое обуславливается законом $\alpha(t)$ и определяется по указаниям в [6].

Уравнение (4) при (8) было решено автором в виде ряда Тейлора. Полученная формула для определения φ_{\min} для активных турбин указана в [5]. Аналитические формулы для определения временной неравномерности хода агрегата можно получить линеаризируя момент турбины выражением:

$$m_T = \frac{\alpha - \alpha_x}{1 - \alpha_x} e^{\frac{1-\alpha}{P}} \left(1 - \frac{2,5\varphi}{2\varphi_p^2 + \varphi_p^2} \right) h. \quad (11)$$

В [4, 5] для активных и ПЛ турбин, решая (4) при (11) получены формулы для определения φ_{\min} этих турбин.

В [3] для определения момента турбины было предложено выражение:

$$m_T = \frac{\alpha - \alpha_x}{1 - \alpha_x} \frac{1}{\varphi_p} [(1 + \varphi_p)h - \sqrt{h(1 + \varphi)}]. \quad (12)$$

При полном сбросе нагрузки решая (3) при (12) получено:

$$\varphi_{\max} = [(1 + \varphi_p)\sqrt{h} - 1] \left(1 - e^{\frac{\sqrt{h}}{T_a \varphi_p} \int_0^{T_x} (\alpha - \alpha_x) dt} \right). \quad (13)$$

В этой же работе показано, что (13) для РО турбин дает завышение на 2% по сравнению с данными, полученными по графоаналитическому расчёту.

Литература

- [1] Кривченко Г. И. *Насосы и гидротурбины*, Энергия, М., 1970.
- [2] Квятковский В. С., Шапов Н. М. и др. *Малые гидротурбины*. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, М., 1950.
- [3] Иванов И. *Аналитично определяне на неравномерността на хода на хидроагрегатите с активни турбини при набирание на товара*, Доклад на Юбилейна сесия 25 години НИППИЕС „Енергопроект”, С., 1973.
- [4] Иванов И. С. *Определяне на временната неравномерност на хода на хидроагрегатите с реактивни турбини при набирание на товара*, Теоретична и приложна механика, № 1, С., 1974.
- [5] Иванов И. *Аналитично определяне на максималната временна неравномерност на хода на хидроагрегатите при пълно изключване на товара*, сп. „Енергетика”, № 3, С., 1971.
- [6] Иванов И. С. *Аналитично определяне на максималната неравномерност на хода на хидроагрегатите при пълно изключване на товара им*, сп. „Машиностроене”, № 3, С., 1972.

Badanie prędkości obrotowej hydrozespołów w przejściowych stanach ich ruchu

Streszczenie

Opierając się na równaniu ruchu wirujących części hydrozespołów podjęto próbę znalezienia zależności analitycznej, określającej maksymalną i minimalną prędkość obrotową hydrozespołów przy zrzucie i podczas obciążania. Na podstawie uniwersalnych charakterystyk turbin przeprowadzono badania charakteru zmian względnego momentu obrotowego i prędkości obrotowej turbin podczas zmiany otwarcia kierownicy. Przedstawiono analityczne wyrażenie określające moment obrotowy turbin w warunkach statycznych i dynamicznych. Stanowi ono podstawę do określenia prędkości obrotowej hydrozespołów.

A Study of the Rotational Speed of Hydraulic Generating Units in Transient Conditions

Summary

An attempt has been made to find, based on the equation of motion of rotating parts in hydraulic generating units, an analytic formula describing the maximum and minimum rotational speeds of such units on load rejection or connection. The set of iso-efficiency curves of turbines was used to study the nature of changes of the relative torque and speed of a turbine following guide apparatus opening changes. An analytic expression describing the torque of turbines in static and dynamic conditions was presented. The expression may be used to determine the rotational speed of hydraulic generating units.