WEB ISSN 2535-003X
PRINT ISSN 2535-0021

ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА ЗАДВИЖВАНЕ С ПОВИШЕНА МОЩНОСТ ПОСРЕДСТВОМ ВЕРИЖНА ПРЕДАВКА

METHODS FOR DIMENSIONING OF POWERFUL DRIVE BY MEANS OF A CHAIN GEAR

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ПОВИШЕННОЙ МОЩНОСТИ

Assoc. Prof. Eng. Pandev Georgi, PhD
Faculty of Mechanics – University of Chemical Technology and Metallurgy,
Sofia, Bulgaria
E-mail: gpep@uctm.edu

Abstract: *The putting in motion of machines and aggregates, including in the chemical industry, is often realized by a chain gear. The advantages and the disadvantages of drive by means of a chain gears are analyzed, the factors influencing their functioning, too, as well the most frequently used constructions and criteria about chain gear quality. The aim of the present article is the development of methodology for dimensioning of powerful drive by a chain gear with roller chain, depending on the most important factors and the power transferred, allowing a choice, graphically done, of a correspondent size chain. It has been solved a concrete practical example of drive by a roller chain gear.*

Keywords: DIMENSIONING, DRIVE, CHAIN GEAR, ROLLER CHAIN

1. Въведение

При задвижване на машини и агрегати в химическата промишленост много често се използват верижни предавки. Те притежават редица предимства в сравнение с останалите видове задвижващи устройства : [1,2]

- Изключително лесни и удобни за монтаж, тъй като междуцентровото разстояние между задвижващото и задвижваното колело може да бъде на практика с неограничен размер;
- Много по-малки габаритни размери в сравнение с останалите предавки при една и съща стойност на предаваната мощност;
- Синхронност на задвижването, прецизност и неизменяемост във времето на определеното предавателно отношение, плавна работа, позволяваща омекотяване на ударите;
- Висок коефициент на полезно действие (к.п.д.) – от порядъка на 98 %;
- Натоварването върху лагерите е равно на предаваната сила;
- Висока надеждност, проявяваща се дори при екстремални условия на работа;
- Ниска цена на верижната предавка.

От направеното проучване се установи, че най-голямо приложение в практиката намират ролковите вериги [2,3,4,5]. С тях могат да се осъществяват задвижвания както при по-ниски, така и при по-високи стойности на предаваната мощност. Въпросът за оразмеряване на задвижване с ролкова верига при по-ниска стойност на предаваната мощност е разгледан в предишна публикация [9].

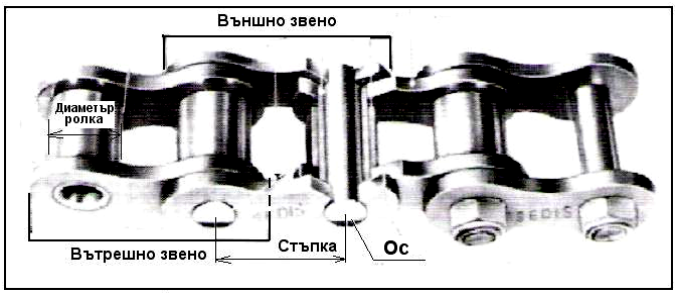
Целта на настоящата статия е разработването на методика за оразмеряване на задвижване посредством верижна предавка при по-високи стойности на предаваната мощност, позволяваща избор по графичен път на съответен размер ролкова верига.

2. Анализ на верижна предавка с ролкова верига

2.1. Анализ на конструкцията на ролкова верига

Конструкцията на ролкова верига се състои от две редуващи се, взаимно свързани едно върху друго различни звена - вътрешни и външни звена (Фиг.1).

Вътрешното звено е образувано от две пластини, в които са запресовани по външния диаметър две втулки. Вътрешният им диаметър позволява осъществяване на механичната връзка с външното звено посредством свободно въртяща се цилиндрична ролка, откъдето идва и името на веригата – ролкова. Когато ролката е с диаметър по-голям от ширината на пластините тя се нарича шайба и позволява на веригата да се движи (върти) по определена повърхност. Шайбите могат да са гладки или с определен профил.



Фиг. 1. *Конструкция на ролкова верига*

Външните звена се състоят от две пластини, свързани посредством две фиксирани оси, носещи един или повече редове вътрешни звена. Фиксирането на осите се осъществява чрез занитване, гайки, шплинтове и др.

Една затворена верига се състои от еднакъв брой вътрешни и външни звена. Ако по някаква причина броят на тези звена е различен, то тогава между тях се слага т.нар. свързващо (колянно) звено.

2.2. Видове и означаване на ролкови вериги

Ролковите вериги са групирани в следните два вида :

- Вериги от тип А (според стандарта на САЩ ANSI) [6]
- Вериги от тип В (според британския стандарт BSI, който отговаря на стандарта ISO) [7]

Означаването им се извършва по следния начин :

- **12A.1** : верига тип А със стъпка ¾" (12/16"), единична
- **16B.2** : верига тип В със стъпка 1 " (16/16"), двойна.

3. Методика за оразмеряване на задвижване с повишена мощност посредством верижна предавка с ролкова верига

Тя използва като изходни данни задвижващата мощност на предавката P, както и специално разработена за нея номограма, позволяваща графичното определяне на размера на ролковата верига. Методиката и номограмата предполагат следните базови характеристики на верижната предавка :

WEB ISSN 2535-003X
PRINT ISSN 2535-0021

- ресурс на работа 15 000 часа,
- предавката е с две зъбни колела, по-малкото от които е с 19 зъба,
- валовете са хоризонтални и успоредни помежду си,
- единична верига, с дължина равна на 120 звена, без колянно звено,
- температура на функциониране от -5 до +70°C,
- работа без удари и претоварване,
- нормално смазване на предавката,
- относително удължение на веригата 3% максимум.

3.1. Корекционни коефициенти

Когато характеристиките и условията на функциониране на верижната предавка се различават от посочените по-горе базови, е необходимо да се коригира предаваната мощност с помощта на коефициенти. Определянето на изчислителната (коригираната) мощност се извършва със зависимостта :

(1) $$\mathbf{P_C = P \,.\, \kappa_1 \,.\, \kappa_2 \,.\, \kappa_3 \,.\, \kappa_4,}$$

където :

κ_1 – коефициент, отчитащ вида на съпротивителния момент и въртящия момент на двигателя,

κ_2 – коефициент, отчитащ броя на зъбите на по-малкото зъбно колело,

κ_3 – коефициент, отчитащ броя редове на веригата,

κ_4 – коефициент, в случай на използване на свързващо (колянно) звено.

Конкретните стойности на коефициентите **κ_1** и **κ_3** са представени в таблици 1 и 2.

Таблица 1. Стойности на коефициента **κ_1**

Съпротивителен момент	**Равномерност**	**Въртящ момент на двигателя**	
		С умерен удар	С голям удар
Равномерен	1,0	1,1	1,3
С умерен удар	1,4	1,5	1,7
С голям удар	1,8	1,9	2,1

Корекционният коефициент **κ_2** отчита броя на зъбите на малкото зъбно колело Z_A, които трябва да са между 15 и 23. Определянето на стойността на коефициента се извършва със зависимостта

(2) $$\mathbf{\kappa_2} = 19 / \mathbf{Z_A}$$

При други стойности на броя зъби е необходимо да се ползват специализирани източници за определянето му (така например **κ_2 = 0,74** при 25 зъба) [5].

Таблица 2. Стойности на коефициента **κ_3**

Брой редове	1	2	3	4	5
Коефициент κ_3	1,00	0,57	0,40	0,32	0,26

При задвижване с верига, използваща свързващо (колянно) звено корекционният коефициент **κ_4 = 1,25.**

Максималната линейна скорост на верижната предавка в зависимост от стъпката на веригата е дадена в таблица 3.

Таблица 3. Максимална линейна скорост

Стъпка, mm	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45
V_{max}, m/s	24	24	18	16	16	14

3.2. Номограма

Разработена е номограма, която позволява определянето на размера на веригата в зависимост от коригираната стойност на предаваната мощност и от скоростта на въртене на малкото зъбно колело (Фиг.2).

3.3. Проверки

- проверка на петовия диаметър на малкото зъбно колело дали е съвместим с диаметъра на вала, върху който ще се монтира,
- проверка дали върховият диаметър на голямото зъбно колело d_{aB} е съвместим с габарита, в който трябва да се вмести [1,4]:

(3) $$\mathbf{d_{aB} = d + h_{aB}}$$

- проверка на необходимия габарит по ширина :

(4) $$\mathbf{l = b + e}$$

- максималният брой зъби на голямото зъбно колело дали отговаря на допустимото износване U :

(5) $$\mathbf{Z_B < 180 / U,}$$

като U < 3%, а $Z_B < 180$,

- броят на двойките звена да е равен или близък до 120.

3.4. Допълнителна проверка

Коефициент на статична сигурност - определянето се извършва със зависимостта

(6) $$\mathbf{К_c = R / F,}$$

където : R – съпротивление на скъсване на веригата,

а $F = F_u + F_c$,

F_u - силата на опън в резултат на предавания въртящ момент, която се определя с уравнението:

(7) $$\mathbf{F_u = P / V,}$$

F_c е действащата върху веригата центробежна сила :

(8) $$\mathbf{F_C = m \,.\, V^2,}$$

където: m – маса на верига, kg

V – линейна скорост на веригата, m/s.

3.5. Дължина на веригата и междуцентрово разстояние

Дължината на веригата се определя според броя на звената L и в зависимост от зададеното междуцентрово разстояние E_1. Полученото в резултат на пресмятанията дробно число брой звена L_1 се закръгля до най-близката стойност на дължината L. След това междуцентровото разстояние се преизчислява, за да се получи точното такова E, отговарящо на определената дължина.

- Случай, когато двете зъбни колела са еднакви с брой зъби Z :

(9) $$\mathbf{L_1 = 2\,(R/p) + Z}$$

откъдето

(10) $$\mathbf{E = p(L - Z) / 2}$$

- Случай, когато веригата свързва малко зъбно колело с брой зъби Z_A и голямо зъбно колело с брой зъби Z_B:

(11) $$\mathbf{L_1 = 2[E_1/p \,.\, \cos \alpha + (Z_A + Z_B)/4 + (Z_A - Z_B) \,.\, \alpha/360°],}$$

където :

(12) $$\mathbf{\alpha = \arcsin (d_A - d_B)/2E_1}$$
$$\mathbf{d_A = p/\sin (180°/Z_A).}$$

Изчисляването на диаметрите d_A и d_B, както и на α, може да се избегне като се използват посочените по-долу формули, в които стойностите на коефициентите A и B се определят от специализираната литература [2,5] :

(13) $$\mathbf{L_1 = 2.\, E_1/p + (Z_A + Z_B)/2 + A \,.\, p/E_1}$$

откъдето действителното междуцентрово разстояние е

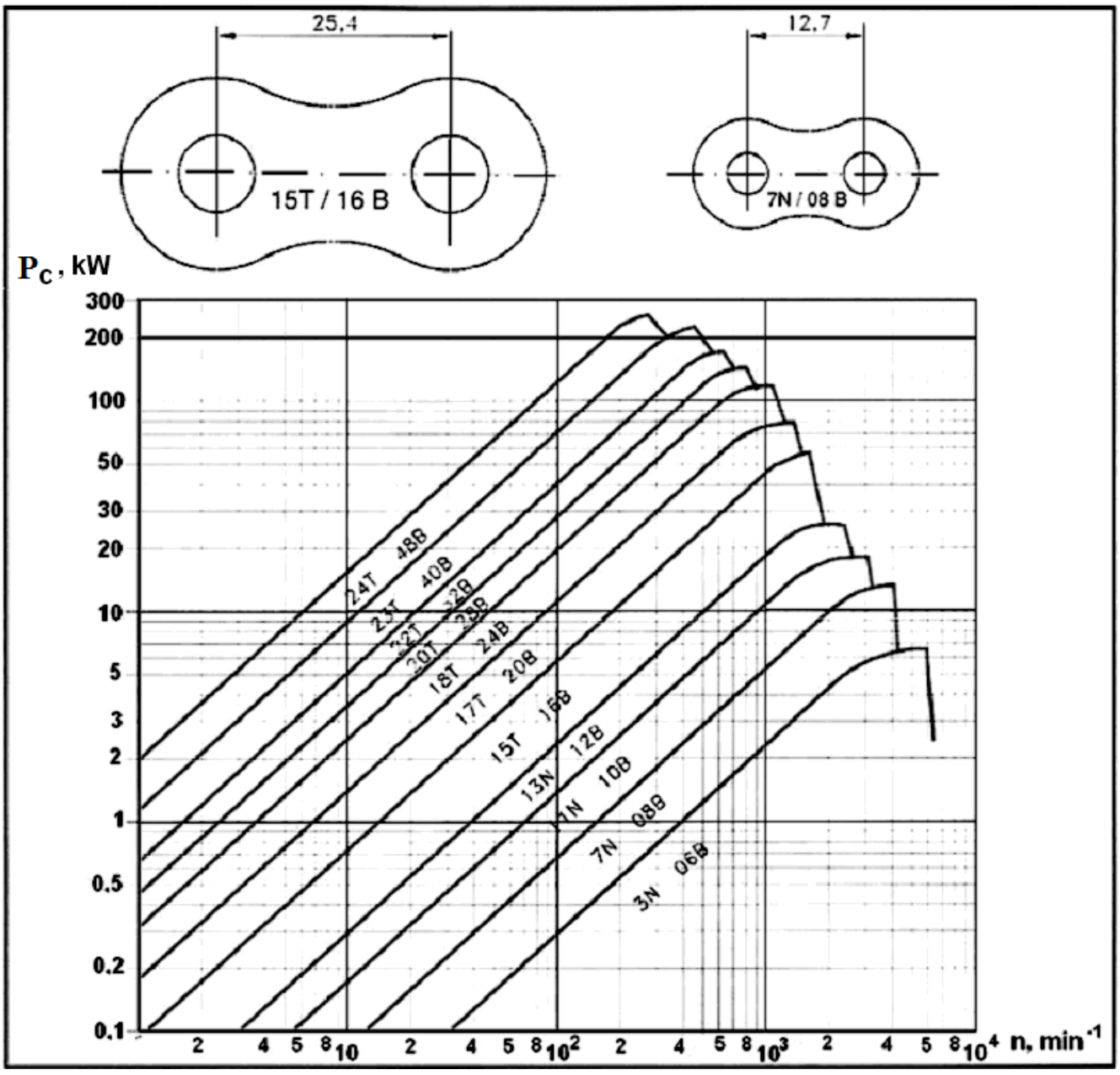
(14) $$\mathbf{E = [2\,L - (Z_A + Z_B)] \,.\, B \,.\, p}$$

WEB ISSN 2535-003X
PRINT ISSN 2535-0021

4. Пример за приложение на методиката за оразмеряване на задвижване с повишена мощност посредством верижна предавка с ролкова верига

Приложението на разработената методика се показва с пример за задвижване на едноцилиндрова помпа. Освен посочените в т.3 базови характеристики на верижната предавка, за които се отнася методиката, е необходимо да се уточнят следните допълнителни изходни данни :

1. Задвижване чрез шестцилиндров дизелов агрегат с P = 200 kW и n = 500 min^{-1}, с умерен по удар въртящ момент.
2. Диаметър на вала : 80 mm.
3. Предавателно отношение : 0,33.
4. Натовареност на ден : нередовно.
5. Междуцентрово разстояние : $E_1 \approx 2200$ mm.
6. Разполагаемо място по ширина : 250 mm.



Фиг. 2. *Номограма за определяне размера на ролковата верига*

4.1. Изчислителна (коригирана) мощност

При дадените изходни данни и от представените по-горе таблици се определят следните стойности на корекционните коефициенти за единична верига без свързващо (колянно) звено и задвижване от зъбно колело с 19 зъба :

$$\kappa_1 = 1{,}9$$
$$\kappa_2 = \kappa_3 = \kappa_4 = 1.$$

Тогава изчислителната мощност ще бъде

$P_C = 200 .1{,}9 = 380$ kW

4.2. Избор на размера верига

От представената на Фигура 2 номограма се вижда, че не може да се намери верига, която да поддържа мощност $P_C = 380$ kW при 500 min^{-1}. Това налага да се премине към предавка с две или повече вериги.

4.3. Нова изчислителна (коригирана) мощност

При двойна верига се променя коефициентът κ_3, чиято стойност вече е 0,57 (Таблица 2). Тогава за изчислителната мощност се получава

$P_C = 200 .1{,}9 . 0{,}57 = 217$ kW,

WEB ISSN 2535-003X
PRINT ISSN 2535-0021

която е все още висока като стойност. Същото се отнася и при избор на предавка, работеща с тройна верига. Тогава $\kappa_3 = 0,4$ и P_C = 152 кW. При това положение се пристъпва и към увеличаване броя на зъбите на малкото зъбно колело Z_A от 19 на 25, вследствие на което се променя коефициентът $\kappa_2 = 0,74$. Тогава изчислителната мощност ще бъде

$P_C = 200 . 1,9 . 0,74 . 0,4 = 112$ кW.

4.4. Нов избор на размера верига

От номограмата на Фиг.2 се вижда, че пресичането на хоризонталата (112 kW) и вертикалата (500 min^{-1}) е в зоната на вериги с означение **28B** и стъпка p = 44,45 mm (28/16 = 1"3/4).

4.6. Проверки

Максимален диаметър на отвора на зъбното колело : 140 mm > 80 mm (диаметъра на вала според заданието).

Броят зъби на голямото зъбно колело Z_B ще бъде

$Z_B = 25/0,33 = 76$ зъба.

Габаритните размери на зъбното колело са :

- делителен диаметър

$d_B = 44,45 / \sin(180/76) = 1075,6$ mm

- върхов диаметър

$d_{aB} = d + h_{aB} = 1075,6 + 37 = 1112,6$ mm,

1112,6 mm < 2200 mm, т.е. върховият диаметър на зъбното колело се вмества в разполагаемото по задание междуцентрово разстояние.

Максимална ширина на веригата :

2 . e = 2 . 101,7 = 203,4 mm < 250 mm [7], като по този начин е изпълнено и условието за съответствие на избраната верига с разполагаемото място по ширина.

4.7. Дължина и междуцентрово разстояние

$d_A = 354,65$ mm, $d_B = 1075,6$ mm

Тогава за ъгъл α по формула (12) се получава

α = 9,43°.

Броят звена на веригата според зависимост (11) са

$L_1 = 150,82$ звена ≈ 152 звена.

Действителното междуцентрово разстояние, определено по формула (14), при стойност на коефициента B = 0,24678 е [2,8]

E = 2226,78 mm,

което в максимална степен се доближава до зададеното междуцентрово разстояние от 2200 mm.

4.8. Други проверки

Скорост :

V = 44,45 . 25 . (500/60 000) = 9,26 m/s,

което е значително по-ниска скорост от V_{max} = 14 m/s (Таблица 3).

Силата на опън F_u, определена по формула (7) е

$F_u = 200/9,26 = 21,598$ кN.

Коефициентът на статична сигурност се определя основно от силата F_u, тъй като поради ниската скорост центробежната сила F_c практически не оказва влияние. Стойността му е :

705/21,6 = 32,6

и се намира в необходимия интервал [2].

В резултат от направените изчисления по методиката се установи, че задвижването на едноцилиндровата помпа ще се осъществи с тройна стандартна верига с 152 звена и с означение **28B.3** и стъпка 44,45 mm (28/16 = 1"3/4) [7], като се променя и броят на зъбите на малкото зъбно колело от 19 на 25.

5. Изводи

1. Анализирани са предимствата на задвижване с верижна предавка, както и конструкцията и означаването на ролкови вериги според различни стандарти.
2. За нуждите на практиката е разработена методика за оразмеряване на задвижване посредством ролкова верига в зависимост от мощността на предавката, като са конкретизирани базовите характеристики на верижната предавка.
3. Разработена е номограма за графично определяне размера на ролковата верига в зависимост от изчислителната (коригираната) мощност на предавката и честотата на въртене на малкото зъбно колело.
4. Решен е действителен пример от практиката за задвижване с повишена мощност посредством верижна предавка с ролкова верига. За целта са представени таблици с конкретни данни и корекционни коефициенти за оразмеряване с подобни предавки, чиито характеристики се различават от базовите. Определеният размер ролкова верига съответства на действащите в момента стандарти.

6. Литература

[1] Chevalier A. Guide du dessinateur industriel. Edition HACHETTE *Technique*, 2004.
[2] Corbet J.-Cl., A. Ducruet, L. Huchet. Le CoDoTec. Compilation de Documentation Technique. Edition 1996.
[3] Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи. Николов Н. и кол. Техника, София, 1992.
[4] Арнаудов К., И.Димитров, П.Йорданов, Л.Лефтеров. Машинни елементи. Техника, София, 1980.
[5] Проспект на фирмата SEDIS, 2009 г.
[6] ASME- B29.100: Precision power transmission, double-pitch power transmission, and double-pitch conveyor roller chains, attachments, and sprocets-incrporating ASME B29.1, B29.3, AND B29.4;
[7] BS 228: 1994 (ISO 606: 1994): Specification for short – pitch transmission precision roller chains and chain wheels.
[8] BS 6710: 1987 Specification for dimensions of chains wheel tooth forming tools.
[9] Pandev G., Methods for dimensioning of drive by means of a chain gear. 7th International Congress “Machines, Technologies, Materials”, Section 1: Machines&Design, May 26-27, 2010, Sofia, Bulgaria, p. 12-15.